



# Optimering af varmepumpedrevne dampsystemer

ELFORSK 351-022



TEKNOLOGISK  
INSTITUT



**TEKNOLOGISK  
INSTITUT**

**”** Elektrificering af industrielle processer

# Optimering af varmepumpedrevne dampsystemer

ELFORSK 351-022

---

## **Udarbejdet af**

Teknologisk Institut  
Gregersensvej 1  
2630 Taastrup  
Køle- og Varmepumpeteknik

## **Udarbejdet sammen med**

Claus Götke, Aura Energi

November 2020

Forfattere: Hans Madsbøll, Søren Draborg og Claus Hvenegaard.



## 1. Sammenfatning

Nærværende projekt har haft til formål at udvikle et koncept for etablering og optimering af varmepumpebaserede dampproduktionssystemer baseret på en behovsdrevet tilgang. Konceptet baseres på den nyeste teknologi inden for komponenter og regulering – samt på kommende teknologi, der er under udvikling. Konceptet anvendes til et analyseværktøj for systemoptimering – og metoderne hertil – inklusive nødvendige registreringer.

Projektet har bl.a. taget udgangspunkt i det tidligere EUDP-projekt nr. 64010-0026 "Utilization of low grade industrial waste energy by means of new emerging high temperature heat pumps", hvori mulighederne for implementering af højtemperaturvarmepumper er undersøgt [1].

Dampsystemer er et veletableret og udbredt system til distribution af energi i en række industrier – specielt i fødevarerindustrien. Teknologien er modnet og velbeskrevet, og der er udarbejdet guidelines for design og optimering af systemerne. Dette projekt beskriver de enkelte komponenter i de centrale dampanlæg, deres funktion samt mulighederne for at optimere både system og driftsforhold. Der henvises til kilder for yderligere detaljer, kurser, optimeringsværktøjer m.m.

Der er udviklet et nyt værktøj til behovsafdækning for dampforbrugende systemer. Udgangspunktet for beregningerne med værktøjet er data om de dampforbrugende processer som f.eks. produktmængder, temperaturer og cyklustider. Værktøjet kan anvendes til at bestemme de faktiske dampforbrug for de enkelte processer for på den måde at bestemme det reelle, fremtidige dampbehov samt det nuværende omtrentlige tab i kedel- og distributionssystem. Værktøjet indeholder en database over et meget stort antal gængse materialer og produkter, så det er enkelt for brugeren at fastslå værdier for de aktuelle produkter på den enkelte virksomhed. Værktøjet kan anvendes både til analyse af eksisterende anlæg og ved planlægning af nye anlæg.

Den relevante varmepumpeteknologi er gennemgået med henblik på metoder, kølemidler, temperatur-områder, udviklingsstadiet m.m. Temperaturområdet op til ca. 90 °C er dækket af traditionelle NH<sub>3</sub>-varmepumper, mens der kun findes ganske få opstillede varmepumper, der kan levere temperaturer op til ca. 120 °C, og kun prototyper og udviklingsprojekter, der kan levere temperaturer op til 160°C. Et dansk udviklingsprojekt sigter dog mod at udvikle en varmepumpe, der kan levere temperaturer på helt op til over 200 °C og dermed til de allerfleste anvendelsesområder for dampsystemer. Så på nuværende tidspunkt er der meget begrænsede muligheder for varmepumpedrevne dampsystemer, men de vil uden tvivl blive aktuelle inden for en kort årrække.

Endelig er der udviklet en designvejledning, der støtter virksomhederne og disses rådgivere, når der skal projekteres nye dampsystemer. Det vises også, hvordan varmepumper kan integreres, eller hvordan en fuld konvertering til varmepumper kan realiseres.



I projektet er der gennemgået fire cases, hvor det er illustreret, hvordan varmepumper kan indarbejdes i dampsystemet og være den primære energikilde.

To varmepumpefabrikanter har givet helt konkrete bud på, hvordan anlægsudformning, pris m.m. vil være i de fire cases, der er gennemgået. Nogle kan direkte implementeres, mens andre må afvente, at den nødvendige teknologi bliver udviklet og stillet til rådighed.

Målgruppen for projektet er primært industrivirksomheder og disses rådgivere. Desuden er leverandører af varmepumpesystemer og energirådgivere en væsentlig del af målgruppen.

Projektet er finansieret af ELFORSK-programmet med projekt nr. 351-022 og er udført af følgende projektdeltagere i perioden fra 1. april 2019 til 1. april 2021.

Hans Madsbøll	+45 72201263	Teknologisk Institut
Søren Draborg	+45 72202028	Teknologisk Institut
Claus M. Hvenegaard	+45 72202525	Teknologisk Institut
Claus Götke	+45 51176182	Aura Rådgivning A/S
Kristian Thiellesen Buch	+45 56317815	E-TEK ApS
Morten Olsen	+45 70230740	Stryhns A/S
Jan Hansen	+45 65310310	Ardo A/S
Jesper Holmsgaard	+45 23401307	C&D Foods A/S
Jacob Petersen	+45 47765910	Berendsen A/S
Palle Lemminge	+45 74505550	Innoterm A/S
Karsten Pedersen	+45 26779509	Solid Energy A/S



## Indholdsfortegnelse

1. Sammenfatning.....	3
2. Baggrund.....	8
3. Potentiale vurdering.....	9
4. Dampsystemer.....	11
4.1. Grundlæggende begreber.....	12
4.1.1. Damps termodynamiske egenskaber.....	12
4.2. Dampdistribution.....	13
4.2.1. Damprør.....	13
4.2.2. Kondensatrør.....	14
4.2.3. Kondensattank, aflufter og fødepumper.....	14
4.3. Ventiler.....	15
4.3.1. Reduktionsventiler.....	15
4.3.2. Reguleringsventiler.....	15
4.3.3. Afspærringsventiler.....	15
4.4. Vandudladere.....	16
4.4.1. Termostatiske vandudladere.....	16
4.4.2. Mekaniske vandudladere.....	17
4.4.3. Termodynamiske vandudladere.....	18
4.4.4. Vedligehold.....	19
4.5. Isolering.....	19
4.6. Tab i dampsystemer.....	21
5. Varmepumper.....	23
5.1. Baggrund.....	23
5.1.1. Carnot-processen.....	27
5.1.2. Lorenz-processen.....	30
5.2. Kølemidler.....	32
5.2.1. Lav-GWP-kølemidler.....	34
5.2.2. Kulbrinter.....	35



5.2.3.	Ammoniak, NH <sub>3</sub> , R717.....	37
5.2.4.	Kuldioxid, R744.....	38
5.2.5.	Vand (damp), R718.....	40
6.	Varmepumper til dampsystemer.....	41
6.1.	Kommercielt tilgængelige varmpumper.....	41
6.2.	Demoanlæg for dampproduktion.....	49
6.2.1.	Hybridvarmpumpen.....	50
6.2.2.	Varmepumpe baseret på Stirling-processen.....	51
6.2.3.	Kobelcos RGH 165.....	53
6.3.	Prototyper, udviklingsprojekter og udviklingstendenser.....	54
6.3.1.	Varmepumper baseret på lav-GWP-kølemidler (HFO'er).....	55
6.3.2.	Varmepumper baseret på kulbrinter.....	55
6.3.3.	Kuldioxid, omvendt Brayton-proces.....	56
6.3.4.	Varmepumper baseret på vand (dampkompression).....	58
6.3.5.	Magnetisk varmpumpe.....	61
7.	Beregnings- og designværktøjer for dampsystemer.....	62
7.1.	Dampberegningværktøj.....	62
7.1.1.	Beregningseksempel.....	63
7.2.	Energiøkonomisk værktøj.....	66
7.3.	Steam System Modeler Tool (SSMT).....	70
7.4.	Andre værktøjer.....	72
8.	Designkoncept for dampsystemer med varmpumper.....	72
8.1.	Behovsafdækning.....	73
8.2.	Systemopbygning.....	74
8.2.1.	Varmegenvinding.....	74
8.2.2.	Centrale varmpumpedrevne dampanlæg.....	76
8.2.3.	Hedtvandsanlæg.....	78
8.2.4.	Decentrale varmpumper til processerne.....	79
8.2.5.	Integration af varmpumper.....	80
8.3.	Investering i varmpumper og gaskedler.....	82



8.3.1.	Støtteordninger m.m.....	83
9.	Cases.....	89
9.1.	Stryhns A/S .....	89
9.2.	Ardo A/S.....	90
9.3.	C&D Foods A/S.....	93
9.3.1.	Forslag til varmepumpeløsning, central varmepumpe .....	95
9.3.2.	Decentral varmepumpe .....	97
9.4.	Berendsen A/S .....	100
9.4.1.	Forslag til varmepumpeløsning, central og decentral varmepumpe .....	103
10.	Referencer .....	107





## 2. Baggrund

Der har i de seneste årtier været fokus på at udnytte overskudsvarme fra industrielle processer for herigennem at bidrage til den grønne omstilling. Samtidig fører den grønne omstilling til, at den danske energiforsyning i højere grad skal være elbaseret, idet anvendelsen af fossile brændsler udfases. I den forbindelse er det en oplagt mulighed at kombinere udnyttelsen af overskudsvarme lokalt hos den enkelte virksomhed med eldrevne varmepumper for dampproduktion, så dampproduktionen herved konverteres fra fossilt brændsel til elektricitet. Det optimale vil være genvinding af procesenergien, men det er også vigtigt at identificere og undersøge nye energikilder til erstatning af fossilt brændsel på længere sigt – f.eks. fjernvarme eller de mere traditionelle som udeluft, havvand m.m.

Dampproduktion og dampsystemer er kendt teknologi, men situationen er imidlertid, at den teknologiske udvikling i årtier har været meget begrænset. Der er samtidig et udtalt behov for at opdatere og samle viden om, hvordan energieffektive dampsystemer udføres, og hvordan muligheder for effektivisering identificeres.

Der er sket en teknologisk udvikling inden for varmepumper i de seneste 5-10 år. Tidligere blev den øvre grænse fra en varmepumpe sat til ca. 70 °C. I dag er det kommercielt muligt at få varmepumper – drevet af naturlige kølemidler – der kan levere temperaturer på op til 90 °C. Der er ganske få anlæg opstillet, der kan levere temperaturer, der er tilstrækkeligt høje til en egentlig dampproduktion – f.eks. 130 °C svarende til 3 bar – men der er mange udviklingsprojekter i gang internationalt, som forventes at være relativt få år fra markedsintroduktion. Trykniveauet på ca. 3 bar er almindeligt forekommende i mange danske industrivirksomheder som f.eks. mejerier og slagterier, hvor dampen anvendes til opvarmning og sterilisation.

I rapporten "Kortlægning af energiforbrug i virksomheder, Energistyrelsen januar 2015" [2], der er udarbejdet af Teknologisk Institut m.fl., er der foretaget en opgørelse af industriens energiforbrug. Kortlægningen angiver ikke et præcist tal for industriens energiforbrug til dampproduktion, men det antages ud fra overslagsberegninger, at ca. 4.800 GWh ud af det samlede energiforbrug af brændsel og fjernvarme til produktionsprocesser på 18.066 GWh går til dampproduktion. Langt størstedelen af energiforbruget til damp anvendes af fødevarerindustrien, og energiforbruget er pt. baseret på fossile brændsler. Desuden er ELFORSK 350-038 "Elektrificering af processer og teknologier i dansk industri" [3] yderst relevant for dette projekt.

Også i EU-regi og bredere internationalt sker der en kortlægning af de forskellige branchers energiforbrug og potentialer for anvendelse af højtemperaturvarmepumper [4]. Ifølge [5] bruges 42 % af industriens samlede energiforbrug i USA til fremstilling af damp, så der er tale om et meget stort potentiale.

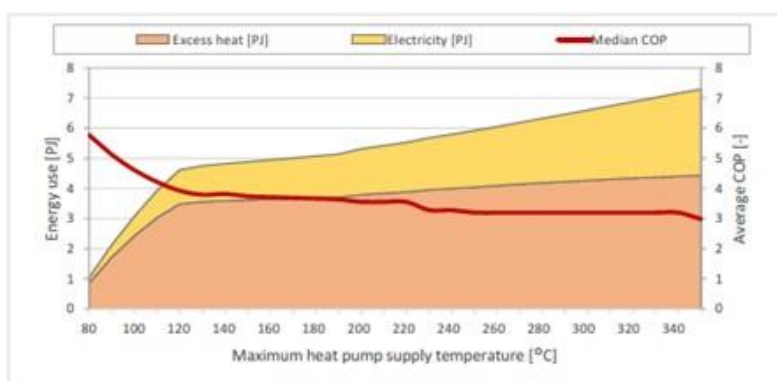




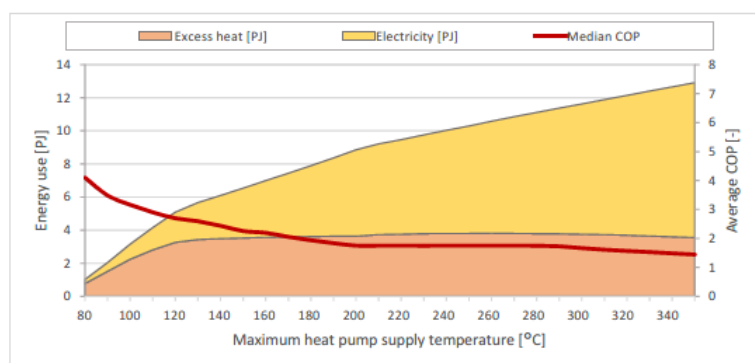
### 3. Potentiale vurdering

På baggrund af den førnævnte rapport [1] er der udført en analyse af mulighederne for at genvinde varme fra produktionsprocesserne i dansk erhvervsliv til dampproduktion (DTU m.fl.), der viser, at potentialet for varmepumpe drift til dampproduktion er ca. 2 PJ eller 556 GWh årligt. Til sammenligning er det totale varmegenvindingspotentiale for varmepumpe drift til alle anvendelser ca. 4,4 PJ eller 1.220 GWh årligt.

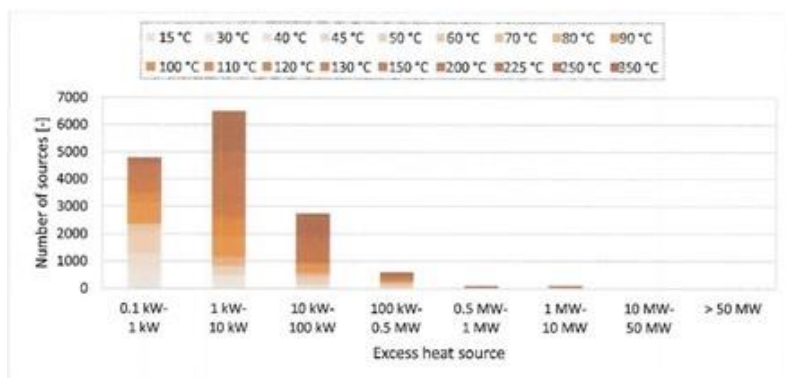
På baggrund af ovenstående vurderes det, at det samlede mulige, rentable potentiale vil udgøre ca. 550 GWh årligt, svarende til 11 % af forbruget til dampproduktion.



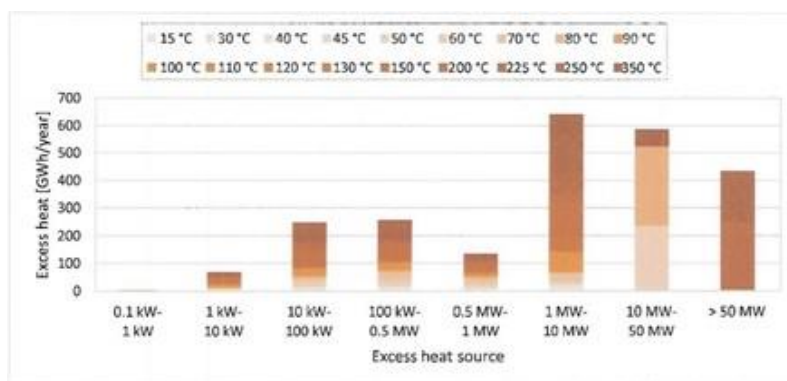
Figur 3.1 Samlet varmegenvindingspotentiale for alle anvendelser som funktion af forsyningstemperatur.



Figur 3.2 Samlet varmegenvindingspotentiale for dampsystemer som funktion af forsyningstemperatur.



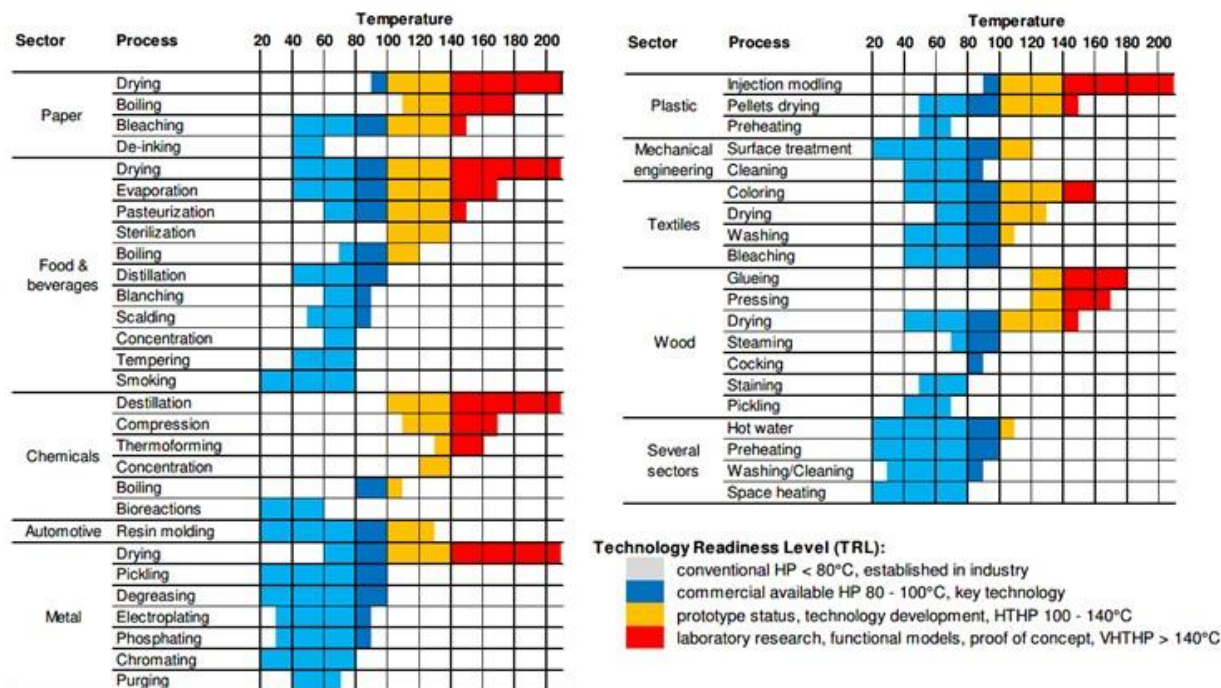
Figur 3.3 Antal varmegenvindingskilder som funktion af størrelse og temperaturniveau.



Figur 3.4 Samlet varmegenvindingspotentiale som funktion af størrelse og temperaturniveau.

Både i EU-regi og internationalt er der gennemført lignende undersøgelser, f.eks. [6], med henblik på at kortlægge energiforbrug inden for de enkelte brancher og processer. Undersøgelserne har afdækket behovet i de forskellige brancher og underliggende processer samt de temperaturområder, det drejer sig om. En række af disse anvendelser er i dag forsynet med energi via et dampsystem – eller de er direkte gasfyrede.

Figur 3.5 viser resultatet af en af de opgørelser, der er foretaget [6]. Undersøgelserne har vist, at der er et meget stort energiforbrug og dermed et stort marked for industrielle højtemperaturvarmepumper, såfremt hele dette energiforbrug skal dækkes af varmepumper.



Figur 3.5 Oversigt over temperaturbehov i forskellige brancher og processer [6].

## 4. Dampsystemer

Damp er en meget bekvem måde at overføre varme på, da damp har en konstant temperatur under varmeoverføringen, der let kan justeres efter behov. Desuden har damp en meget høj varmeoverføringskoefficient. Endelig har damp et meget højt varmeindhold, hvilket gør det muligt at overføre store energimængder i et rørsystem af begrænsede dimensioner.

Et dampsystem består traditionelt af følgende fire hovedkategorier:

- Dampproduktion
- Dampdistribution
- Dampforbrug
- Kondensattilbageføring.

I dette projekt ses der på, om den traditionelle metode til dampproduktion med et kedelanlæg kan erstattes af en højtemperaturvarmepumpe. Desuden ses der nærmere på mulighederne for at effektivisere dampdistributionen for på den måde at reducere behovet for damptryk og reducere tabene ved dampdistributionen så meget som muligt.



## 4.1. Grundlæggende begreber

Damp genereres ved fordampning af vand, og vand kan i den forbindelse optræde i tre forskellige tilstande:

**Væske**, hvor vandet har en temperatur, der er lavere end kogepunktet ved det aktuelle tryk. Ved atmosfæretryk koger vand som bekendt ved 100 °C. Kogepunktet øges, såfremt trykket, som vandet holdes under, øges. Ved lave tryk (op til ca. 6 bar) kan det som tommelfingerregel benyttes, at vands kogepunkt er omtrent  $100\text{ °C} + 10 \cdot \text{trykket i bar}$ . Dvs. at kogepunktet for vand, der holdes f.eks. ved et overtryk på 3 bar, er ca.  $100\text{ °C} + 10 \cdot 3 = 130\text{ °C}$ .

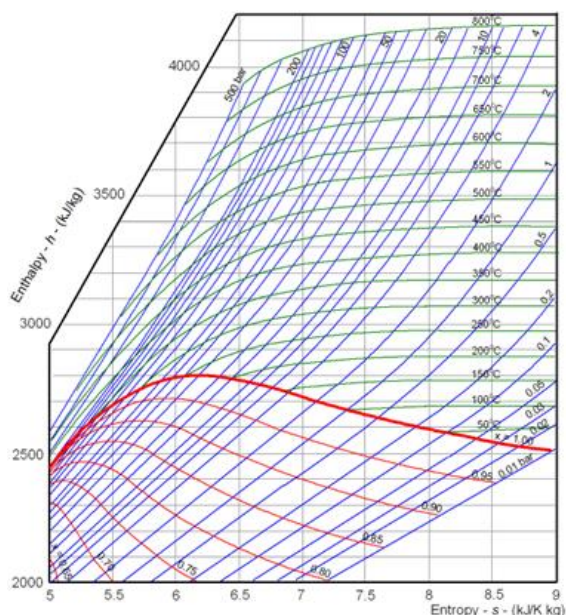
**Mættet damp** er den damp, der optræder, når vandet koger. I den tilstand har vandet og dampen herover den samme temperatur. Der er en nøje sammenhæng med temperatur og det tryk, hvor vandet koger – denne temperatur kaldes mætningstemperaturen. Så længe der tilføres varme (ud over det varmetab, der er til omgivelserne), vil der dannes mere damp. Hvis ikke dampen fjernes, efterhånden som den dannes, vil damptrykket/mætningstemperaturen og dermed kogepunktet for vandet stige. I langt de fleste tilfælde er den damp, der distribueres fra kedelanlæg, mættet damp.

**Overhedet damp** er damp, som har en temperatur, der er højere end temperaturen ved dampens mætningstemperatur. Damp kan enten overhedes, ved at kedlen har en overhedningssektion, hvor den mættede damp opvarmes yderligere, eller ved at damptrykket efter kedlen reduceres i en reduktionsventil. I det sidste tilfælde vil der ske det, at dampens temperatur er omtrent den samme som svarende til mætningstrykket før reduktionsventilen, mens trykket er lavere svarende til trykket efter ventilen.

### 4.1.1. Damps termodynamiske egenskaber

De termodynamiske værdier for damp forefindes i mange udgaver, men det mest kendte er Mollier diagrammet, der er et entalpi-entropi-diagram for damp, vist på Figur 4.1.

De blå kurver er damptryk, de grønne er damptemperatur, og den røde kurve viser mætningskurven – dvs. sammenhængen mellem tryk og temperatur, hvor vand koger. Det ses f.eks., at vand koger ved 100 °C ved et tryk på 1 bar (atmosfæretryk), og tilsvarende at vand koger ved 180 °C ved 10 bar, der er et alment forekommende kedeltryk.



Figur 4.1 Mollier-diagram for vanddamp.

Endelig ses det, at hvis damp ved 10 bar reduceres til f.eks. 6 bar i en reduktionsventil i distributionssystemet, har dampen en temperatur på ca. 172 °C efter reduktionsventilen – dvs. at temperaturen er næsten uændret. Damptrykket ved 6 bar er 159 °C, så dampen er derfor overhededet. Der findes talrige beregningsprogrammer til Mollier-diagrammer, der kan downloades, f.eks. [7].

## 4.2. Dampdistribution

Der findes en række forskellige hjælpeværktøjer til dimensionering af rør og ventiler i dampsystemer. Ét af de nemmest tilgængelige er TLV's ToolBox, der kan downloades som en app til en smartphone [8].

### 4.2.1. Damprør

De fleste dampprocesdesigns bruger en anbefalet damphastighed på 25 m/s ved dimensionering af systemet. Den absolut maksimale hastighed er 40 m/s (over 140 km i timen), men som en generel tommelfingerregel bør rør- og ventilstørrelser beregnes ud fra 25 m/s.

Damprør dimensioneres ud fra følgende udtryk:

$$d = \sqrt{\frac{4 * m_d * V}{3600 * \pi * v_d}}$$



hvor:

- d: indvendig rørdiameter [m]  
 $m_d$ : dampmængde [kg/h]  
V: specifik volumen [ $m^3/kg$ ]  
 $v_d$ : damphastighed [m/s].

#### 4.2.2. Kondensatrør

Kondensatrør dimensioneres ud fra følgende udtryk:

$$d = \sqrt{\frac{4 * m_k * V}{3600 * \pi * v_k}}$$

hvor:

- d: indvendig rørdiameter [m]  
 $m_k$ : kondensatmængde [kg/h]  
V: specifik volumen [ $m^3/kg$ ]  
 $v_k$ : kondensathastighed [m/s].

Kondensathastigheden bør ikke overstige 2 m/s.

#### 4.2.3. Kondensattank, aflufter og fødepumper

Kondensattilbageføring fra forbrugsstederne kan enten ske tryksat eller trykløst. Hvis kondensatet ledes tryksat retur til kondensattanken, sker det ved det lavest forekommende mætningstryk for de forbrugssteder, der er koblet til en given kondensatledning. Kondensatet ekspanderes ud i tanken til det tryk, der er i tanken. Når kondensatet ledes trykløst retur, sker det til en trykløs tank, hvorfor kondensatet i en vis udstrækning vil genfordampe i kondensatsystemet og kan give trykstød. I dampsystemer med lavt tryk ved forbrugsstederne (op til ca. 10 bar) ledes kondensatet trykløst retur. Kondensattanken skal have en størrelse svarende til kedelkapaciteten. I større dampsystemer med trykløse kondensatledninger er der ofte lokalt placerede kondensattanke, hvorfra kondensat pumpes til kedelcentralens fælles kondensattank.

Det er nødvendigt kontinuerligt at tilføre spædevand (frisk vand) til dampsystemet, da der altid vil være et vist tab af kondensat (afdampning fra f.eks. kondensattanken og andre tab). Dette vand skal afluftes – dvs. luften i vandet skal fjernes – og dette sker ved at opvarme vandet 100-110 °C i en tank (aflufter), hvorved luften i vandet "koges" ud. Damp og luft fra aflufteren ledes til det fri i et rør. I nogle tilfælde er kondensattank og aflufter én og samme tank.



Kedlerne holdes til stadighed vandfyldte til et bestemt niveau ved drift af dampkedlernes fødevands-pumper. Pumperne kører enten on/off eller modulerende (varierende hastighed) mellem et øvre og nedre niveau. Der vil som regel altid være mindst to fødevandspumper, hvor én pumpe står i reserve.

### 4.3. Ventiler

#### 4.3.1. Reduktionsventiler

I dampsystemer – typisk større systemer – er det almindeligt at inddele dampsystemet i delsystemer, der er under forskelligt tryk. Dvs. at der f.eks. kan være et 8 bar-system, et 6 bar-system og et 3 bar-system. Kedlen (eller kedlerne) vil så producere dampen ved 8 bar og dermed direkte til 8 bar-systemet. De øvrige systemer forsynes fra 8 bar-systemet gennem reduktionsventiler, der reducerer damptrykket til den ønskede værdi for det pågældende system. I teorien kunne der være separate kedler for hvert tryktrin, men det ville være alt for dyrt set i forhold til værdien af den energibesparelse, der ville kunne opnås.

Når damp reduceres fra et tryk til et andet, vil damptrykket ændres, mens temperaturen af dampen er stort set uændret. Det betyder, at damp, der f.eks. reduceres fra 8 bar til 3 bar, stadig er ca. 180 °C varm. I nogle tilfælde er der derfor installeret et system til vandinjektion ved reduktionsventilen for tillige at reducere damptemperaturen. Vandinjektion foretages for at skåne procesudstyret eller selve produktionsprocessen.

Reguleringsventiler er som oftest selvirkende – dvs. at ventilerne åbner/lukker op mod et forspændt fjedertryk.

#### 4.3.2. Reguleringsventiler

Damptilførslen til hvert forbrugssted reguleres med en reguleringsventil, der typisk styres af temperaturen i det produkt/medie, der skal opvarmes. Ventilerne kan være selvirkende (temporatorventiler), elektrisk drevne eller pneumatisk (trykluft) aktiverede.

#### 4.3.3. Afspærringsventiler

Afspærringsventiler anvendes til at afspærre hele eller dele af dampsystemet og vil som oftest være manuelt betjent.





## 4.4. Vandudladere

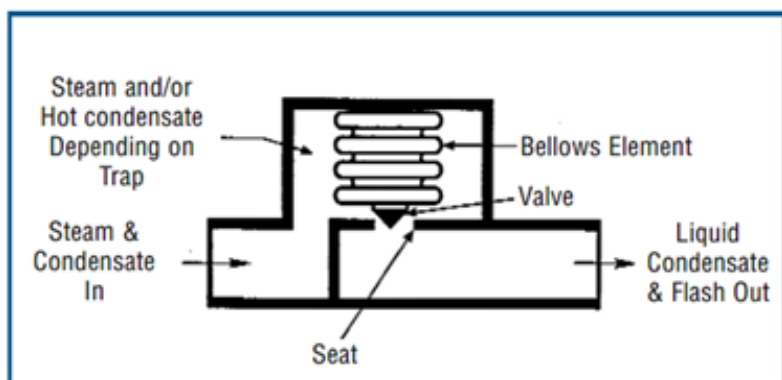
Vandudladere er essentielle for at opnå et velfungerende dampsystem. Under opstart efter en nedlukning sikrer vandudladerne, at det kondensat, der har dannet sig i rørsystemet, samt eventuel luft lukkes ud. Og under drift sikrer vandudladerne, at det dannede kondensat ledes til kondensatsystemet uden nævneværdigt tab af damp.

Der findes tre typer vandudladere: termostatiske, mekaniske og termodynamiske vandudladere, der er nærmere beskrevet i det følgende.

### 4.4.1. Termostatiske vandudladere

Termostatiske vandudladere udnytter den temperaturforskel, der er mellem dampen og det tilhørende kondensat til at åbne/lukke. Under normale driftskonditioner vil kondensatet have en lavere temperatur end dampen, og denne temperaturforskel får vandudladeren til at åbne. Der findes hovedsagelig to typer termostatiske vandudladere: bælgvandudladere og bimetalvandudladere.

Bælgvandudladere, eller membranvandudladere, fungerer ved, at en indbygget bælg udvider sig eller trækker sig sammen i afhængighed af temperaturen. Bælgen har en fyldning af vand eller anden væske med et kendt kogepunkt. Når væsken i bælgen koger, trykkes ventilkeglen ned mod sædet, og hvis væsken udkondenserer i bælgen, så trækker den sig sammen, og ventilen åbnes.

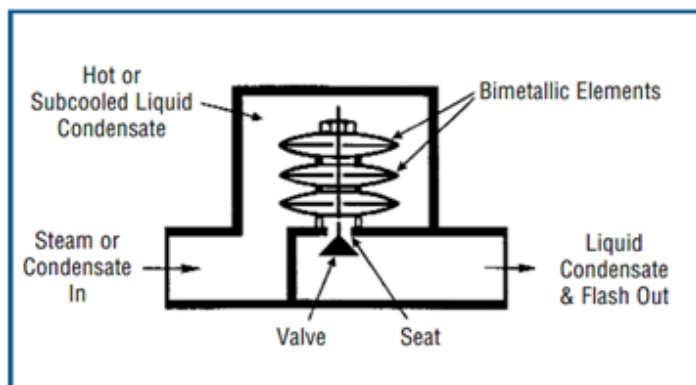


Figur 4.2 Bælgvandudlader [5].

Bælgvandudladere er beregnet til brug i dampsystemer med veldefineret, konstant damptemperatur, da det er kogepunktet af væsken i bælgen, der bestemmer, om ventilen fungerer efter hensigten. Det er kritisk for vandudladerens funktion, at bælgen er tæt. Hvis bælgen bliver utæt, åbnes vandudladeren, og dampen passerer frit igennem. Til gengæld kan bælgvandudladere sikre en meget præcis styring af kondensatflowet.



Bimetalvandudladere fungerer ved, at en række sammenspændte bimetallplader bøjer i afhængighed af temperaturen, hvorved ventilkeglen løftes eller presses ned mod ventilsædet.



Figur 4.3 Bimetalvandudlader [5].

Når temperaturen stiger, bøjer bimetallpladerne og presser ventilen ned, og når kondensatet i vandudladeren er kølet tilstrækkeligt, retter bimetallpladerne sig ud, og ventilen åbnes.

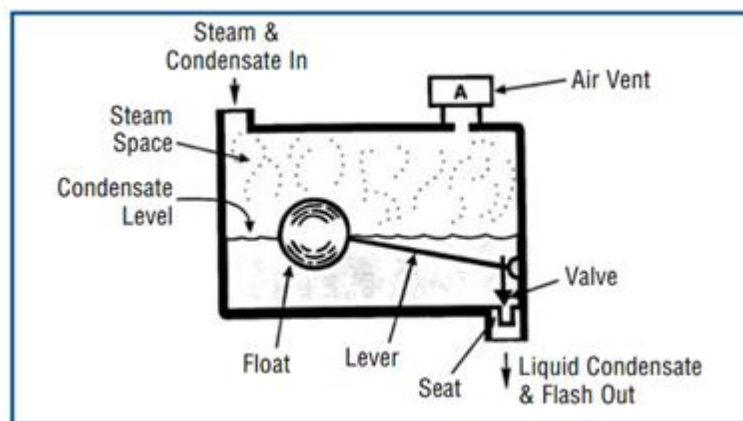
Bimetalvandudladere er ret robuste og tåler bl.a. væskeslag. Desuden fås de til dampsystemer med meget høje tryk.

#### 4.4.2. Mekaniske vandudladere

Mekaniske vandudladere udnytter massefyldforskellen mellem damp og kondensat til at løfte/sænke en kugle i vandudladeren, som åbner/lukker for kondensatgennemstrømningen. Denne type vandudlader findes i to versioner.

Den mest simple fungerer ved, at kuglen lægger an mod et sæde, hvor den dækker udløbshullet fra vandudladeren. Så længe der ikke er kondensat i vandudladeren, lukker kuglen, for at der kan strømme damp gennem vandudladeren. Når vandudladeren fyldes med kondensat, løfter kondensatet kuglen fra sædet, og det strømmer ud af vandudladerens udløbsåbning, indtil vandudladeren igen er tømt for kondensat.

Den anden version af mekaniske vandudladere fungerer ligeledes ved, at en kugle løftes af kondensat i vandudladeren. Men kuglen er i dette tilfælde monteret på en ventil, der åbner/lukker, alt efter om der er kondensat i vandudladeren, så kuglen flyder.

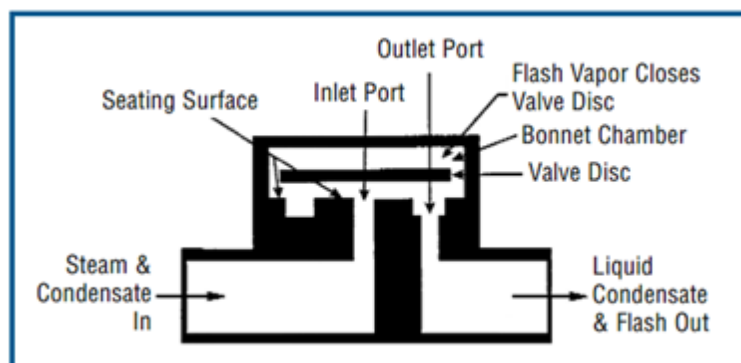


Figur 4.4 Mekanisk vandudlader [5].

De mekaniske vandudladere kan kun fjerne luft, hvis vandudladerne er forsynet med luftudladere.

#### 4.4.3. Termodynamiske vandudladere

Termodynamiske vandudladere udnytter forskellen i kinetisk energi mellem damp og kondensat til at åbne/lukke vandudladeren. Den mest almindelige type af termodynamiske vandudladere er forsynet med en metalskive, der løftes/sænkes for derved at åbne/lukke for vandudladeren.



Figur 4.5 Termodynamisk vandudlader.

Når indløbsporten i vandudladeren er fyldt med kondensat, presses skiven op, og kondensatet strømmer til udløbsporten. Når der ikke er kondensat i vandudladeren, presses metalskiven ned mod sædet i vandudladeren, da arealet af indløbsporten på skivens underside er langt mindre end arealet på skivens overside. Denne type vandudladere anvendes ikke ret ofte, da de ikke er lige så driftssikre som de øvrige typer.



#### 4.4.4. Vedligehold

Vandudladere indeholder bevægelige dele, der slides og kan svigte, hvilket uundgåeligt fører til damp-lækage gennem vandudladerne. I stort set alle dampanlæg er der rørført kondensat tilbageføring, så derfor kan det ikke umiddelbart ses, om en vandudlader er defekt. Det er dog relativt simpelt at undersøge, om en vandudlader er defekt. Hvis vandudladeren er blevet defekt i åben tilstand eller ikke lukker ordentligt, bliver afgangsrøret fra vandudladeren uforholdsmæssigt varmt som følge af dampgennemslaget. Desuden vil der ofte være støj fra vandudladeren som følge af dampen, der strømmer igennem. Og hvis vandudladeren er defekt i lukket tilstand, så der ikke strømmer kondensat gennem vandudladeren, svigter dampforsyningen til det udstyr, der er installeret før vandudladeren, og rørene før og efter vandudladeren har samme temperatur.

Funktionen af vandudladere kan bedst undersøges med et IR-termometer / termografikamera samt eventuelt ultralydslytteudstyr.

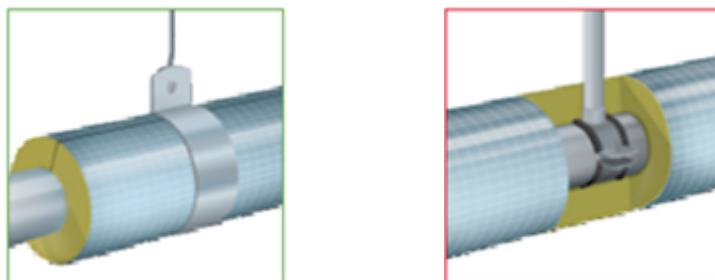
Der bør foretages systematisk, regelmæssig gennemgang af samtlige vandudladere for at sikre, at de fungerer optimalt. Omkostningerne, der er forbundet med defekte vandudladere, overstiger langt omkostningerne ved regelmæssig kontrol. Det anbefales, at vandudladernes funktion kontrolleres mindst én gang årligt.

Der findes udstyr (termofølere) på markedet, der kan monteres på vandudladerne for kontinuert at overvåge, om der er vandudladere, der svigter. Dette udstyr er ikke særligt udbredt som følge af omkostningerne, der er forbundet hermed.

#### 4.5. Isolering

Damprørens isolering giver lavt varmetab og yder ligeledes brugersikkerhed og sikrer ydeevnen af dampsystemet som følge af lavt performancetab. Desuden reducerer god isolering risikoen for unødigt opvarmning af omgivelserne med diskomfort til følge. Endelig vil et stort varmetab føre til unødigt behov for ventilation og/eller køling. Derfor er der al mulig grund til at sørge for, at dampsystemet er velisoleret.

Damprør skal være isoleret efter DS452:3, og isoleringsevnen skal i langt de fleste tilfælde overholde klasse 6. Nedenstående tabel viser vejledende isoleringstykkelser for rørskåle, idet der er angivet værdier for både isolerede bæringer og uisolerede bæringer.

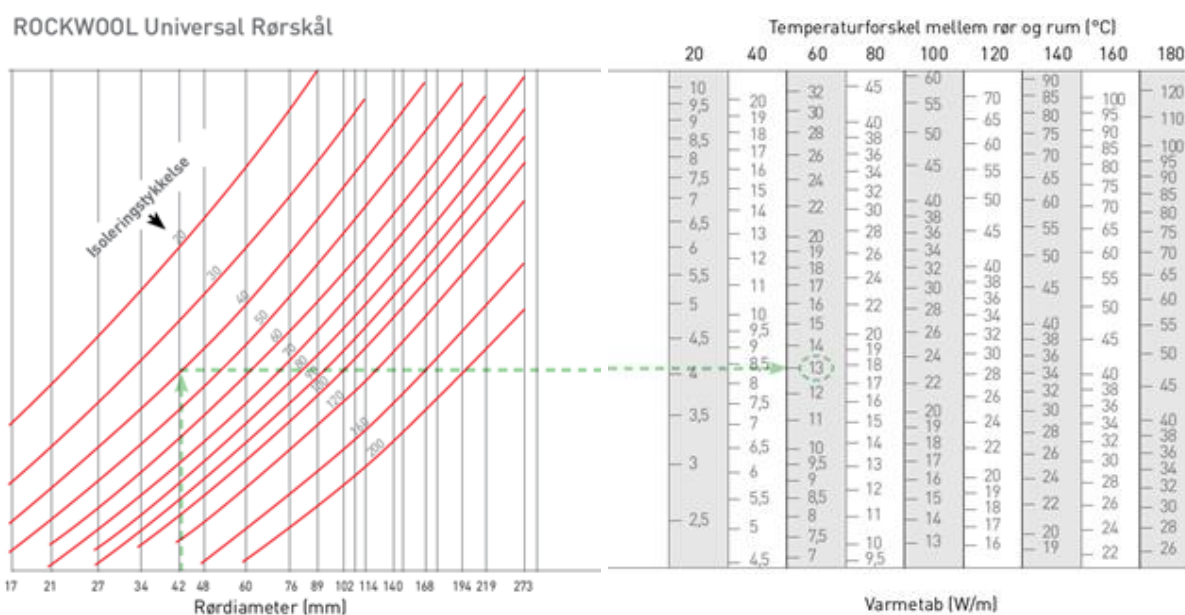


Figur 4.6 Venstre: Bæring, der holder røret med halsjern uden på isoleringen. Højre: Bæring, der holder røret med halsjern omkring røret, så bæringen gennembryder isoleringen.

Rør- diameter [mm]	Temperaturforskel [°C]					
	60	70	80	90	100	110
15	30/40	30/50	40/50	40/50	40/50	40/60
18	40/50	40/50	40/60	40/60	40/60	50/60
22	40/60	50/60	50/70	50/70	50/70	50/70
28	50/70	50/70	60/80	60/80	60/80	60/90
35	60/80	60/90	70/90	70/90	70/100	70/100
42	70/90	70/100	70/100	80/100	80/110	80/110
48	70/100	80/100	80/110	80/110	90/120	90/120
54	80/100	80/110	90/110	90/120	90/120	90/130
60	80/110	90/110	90/120	90/120	100/130	100/130
70	90/120	90/120	100/130	100/130	100/140	110/140
76	100/120	100/130	100/130	100/130	110/140	110/140
89	100/130	100/130	110/140	110/140	110/150	120/150
102	100/130	110/140	110/140	110/150	120/150	120/160
108	110/140	110/140	110/140	120/150	120/150	120/160
114	110/140	110/140	110/150	120/150	120/160	130/160
133	110/140	120/150	120/150	120/160	130/160	130/170
140	110/140	120/150	120/150	120/160	130/160	130/170
159	120/150	120/150	120/160	130/160	130/170	130/170
169	120/150	120/150	130/160	130/160	130/170	140/170
194	120/150	120/160	130/160	130/160	140/170	140/170
219	120/150	130/160	130/160	130/170	140/170	140/180
245	130/150	130/160	130/160	140/170	140/170	140/180
273	130/160	130/160	130/160	140/170	140/170	140/180
324	130/160	130/160	140/170	140/170	140/170	150/180



Figur 4.7 Isoleringstykkelser for Rørskål 800, klasse 6 ved 20 °C omgivelsestemperatur og udvendig alu-overflade på isoleringen. Isoleringstykkelse med isolerede bæringer/usiolerede bæringer. [9].



Figur 4.8 Varmetab pr. meter fra varme rør, der er isoleret med rørskåle [9].

Varmetabet fra rør kan findes ud fra rørdiameteren og isoleringstykkelsen i diagrammets venstre side og temperaturforskellen mellem rør og omgivelser i diagrammets højre side. I eksemplet i diagrammet er det vist, at for et 42 mm rør med 40 mm isolering, hvor temperaturforskellen mellem rør og omgivelser er 60 °C, er varmetabet ca. 13 W/m.

#### 4.6. Tab i dampsystemer

Damp og dampsystemer er en meget nem og velkendt måde at fordele og tilføre procesudstyr varme. Imidlertid kan dampkedler og dampdistributionssystemer være forbundet med ret store tab, hvis dampanlægget ikke er designet passende og ikke til stadighed holdes vedlige. Det er desuden vigtigt af hensyn til minimering af tab, at dampanlægget opdateres, hvis dampbehovet ved de enkelte forbrugssteder ændres væsentligt. Det ses f.eks. ofte, at udstyr, der tidligere var forsynet med damp, er konverteret til en anden energikilde for at reducere det lokale energiforbrug, og at dele af produktionsudstyret (der var dampforsynet) er taget ud af drift. Det medfører u hensigtsmæssige varmetab fra de dele af dampdistributionssystemet, der reelt er taget ud af drift.



Der er udført en række udenlandske undersøgelser af tab fra dampanlæg [10], [11], [12], [13], der redegør for de tab, der er fra de enkelte dele af det samlede dampanlæg – dvs. dampkedlerne og distributionssystemet. Desuden er der forslag til tiltag, der kan iværksættes for at minimere tabene. Én af undersøgelserne [10] har opgjort tabene som vist nedenfor.

#### **Kedeltab**

Røggastab	16,4 %
Varmetab fra kedel	0,5 %
Kontinuert bundblæsning	1,5 %
Manuel bundblæsning	0,2 %

#### **Distributionstab**

Varmetab fra rør	6,4 %
Damplækager	7,5 %
Fejl på vandudladere	3,6 %
Kondensattab	3,8 %
Genfordampning af kondensat	7,4 %

**I alt** 47,3 %

Det betyder, at den nævnte undersøgelse viser, at omtrent halvdelen af den tilførte energi går tabt, før den når frem til forbrugsstederne. Set i et internationalt perspektiv antages det, at undersøgelsens resultat giver et retvisende billede af den gennemsnitlige energieffektivitet af dampanlæg. I Danmark har der i årtier været fokus på energieffektivisering, og derfor vurderes det, at en lignende undersøgelse af de gennemsnitlige tab fra dampanlæg i Danmark ville vise et lidt lavere tab. Det vurderes, at tabene fra kedelanlæg i Danmark i gennemsnit er 35-40 %, da især dampkedlernes effektivitet er højere end det, som er normalt internationalt.

Det ses af ovenstående, at en meget stor andel af tabene fra et dampanlæg hidrører fra distributionssystemet. Distributionssystemet bør derfor altid være et fokusområde. Én måde at reducere tabene fra distributionssystemet på er at minimere distributionssystemets udstrækning – f.eks. ved at have decentral dampproduktion.

Som det fremgår af kapitel 9, hvor dampanlæggene i fire udvalgte virksomheder er undersøgt, er der meget stor forskel på, hvor godt dampanlægget udnyttes – og dermed ligeledes meget stor forskel på de tab, der er forbundet med dampproduktionen. Det er nødvendigt at kortlægge dampanlægget – herunder tabene – i hvert enkelt tilfælde for på den måde at identificere mulighederne for at reducere tabene samt for at udskifte den traditionelle dampkedelbaserede dampproduktion med en dampproducerende varmepumpe eller alternativt en varmepumpe, der indgår direkte som en del af det enkelte procesudstyr.





## 5. Varmepumper

Principielt kan elektrificeringen af dampsystemer gennemføres ved blot at erstatte de gasfyrede kedler med elkedler. Men det vil fordoble udgifterne til energiforsyningen, da elprisen er omtrent det dobbelte af gasprisen pr. kWh, og dermed vil virksomhedernes konkurrenceevne forringes.

Varmepumper tilbyder et energieffektivt alternativ med væsentligt reduceret energiforbrug, og varmepumper ses generelt som et middel til elektrificeringen af energiforsyningen – og herunder også dampsystemerne [14]. Desuden kan varmepumper integreres decentralt i de enkelte processer, hvilket yderligere betyder en energieffektivisering, da tabene fra de centrale dampanlæg typisk ligger på 35 %-50 %.

Varmepumpen flytter populært sagt energi fra et lavere temperaturniveau til et højere. Omkostningerne, der er forbundet hermed, afhænger af, hvor stort temperaturløftet er – dvs. temperaturforskellen mellem varmekilden og varmemeforbrugsstedet samt varmepumpens effektivitet. Det beskrives samlet set ved en COP (Coefficient Of Performance), så værdien af COP-faktoren udtrykker, hvor meget varmeenergi der kan flyttes i forhold til det dertilhørende elektriske energiforbrug.

$$COP = \frac{\text{leveret varmeenergi}}{\text{tilført elektrisk energi}}$$

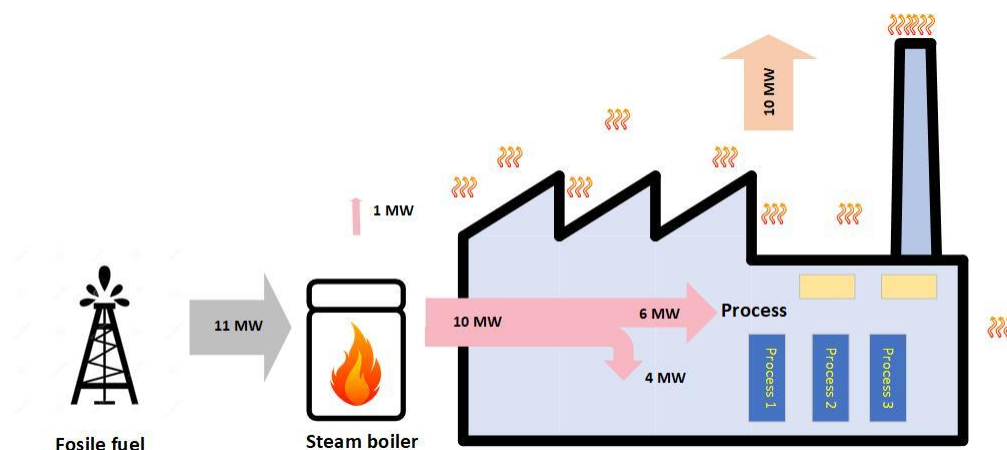
COP-værdien afhænger af temperaturniveau og anlægsudformning – typiske værdier for varmepumper relateret til dampanlæg vil være ca. 2 - 4.

### 5.1. Baggrund

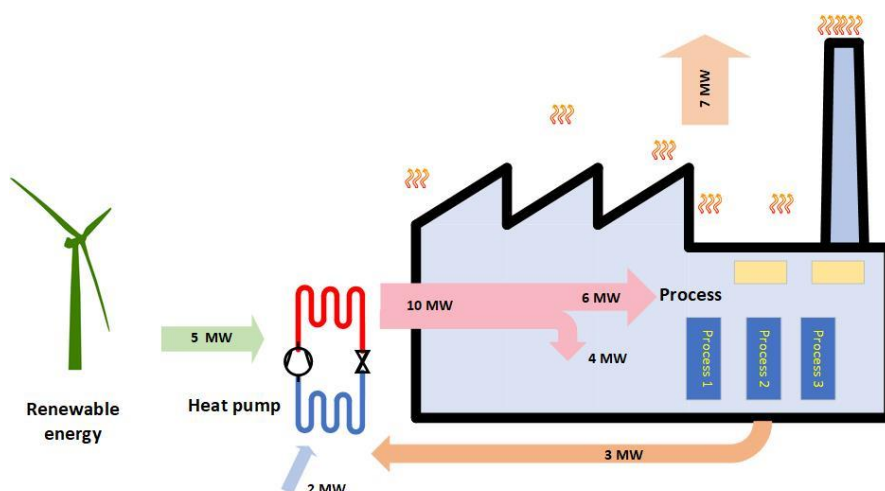
I gasfyrede systemer er varmepumper traditionelt installeret, hvor der kan genvindes energi i processen – dvs. gøres brug af energi, der ellers ville ende som spildvarme. Varmepumpen medvirker derfor til at nedbringe det totale forbrug af gas til virksomheden. Men en egentlig omstilling fra brændselsfyrede dampkedler til eldrevne varmepumper kræver en grundlæggende anden tilgang. Det er energikilden, der er den store forskel på at anvende henholdsvis traditionel fyring og varmepumper ved dampproduktionen.

Ved fyring med brændsler anvendes typisk naturgas, olie, LPG eller i nogle tilfælde biomasse, og der tilføres den energimængde fra dampsystemet, der er brug for til processen – eventuelt reduceret med den energimængde, der kan varmegenvindes ved varmevekslere eller varmepumper.

I modsætning hertil tilfører en eldrevet varmepumpe ikke så meget energi. Den flytter energi fra et temperaturniveau til et andet og er derfor helt afhængigt af, at energien er til rådighed et sted i virksomhedens energisystem – dog ved en relativ lav temperatur, der ikke umiddelbart kan udnyttes. Forskellen er illustreret på de to figurer 5.1 og 5.2.



Figur 5.1 Energitilførsel til processen i et traditionelt gasfyret system.



Figur 5.2 I et varmepumpedrevet system tilføres langt mindre energi udefra. I dette eksempel erstattes gaskedlen direkte af en stor varmepumpe. Varmekilden kan være en kombination af spildvarme og omgivelser (f.eks. ude luft).

Umiddelbart tilføres der i det viste eksempel kun omkring halvdelen af den oprindelige energi, hvis den gasfyrede kedel erstattes af en varmepumpe.

På nuværende tidspunkt er situationen, at i langt de fleste industrier produceres damp på naturgasfyrede kedler. Kedlerne er som oftest udrustet med economiser, hvorved kedeleffektiviteten er ca. 93-94 %. I dette tilfælde vil den faktiske  $\text{CO}_2$ -emission pr. produceret  $\text{kWh}_{\text{damp}}$  være 0,218 kg. Til sammenligning var  $\text{CO}_2$ -emissionen pr.  $\text{kWh}_{\text{elektricitet}}$  i 2019 kun 0,150 kg [15] i gennemsnit, idet forbruget af kul er næsten



udfaset, og andelen af elektricitet fra vindmøller er højere end nogensinde. Hvis der anlægges en marginalbetragtning, dvs. at elektriciteten til varmepumperne øger elforbruget, så det er nødvendigt at anvende brændselsfyrede elværker, så er CO<sub>2</sub>-emissionen pr. kWh<sub>elektricitet</sub> ca. 0,350 kg [15]. Denne værdi er dog behæftet med stor usikkerhed.

Hvis der tages udgangspunkt i den mest konservative tilgang, hvor det antages, at varmepumperne medfører et yderligere elforbrug med deraf følgende marginal høj CO<sub>2</sub>-emission, så skal varmepumperne blot have en COP-værdi på over 1,6 for at have samme CO<sub>2</sub>-emission pr. kWh<sub>damp</sub> som en naturgasfyret dampkedel. Så lav COP svarer til et meget højt temperaturløft, som ikke er relevant for de fleste dampsystemer.

Og hvis der tages udgangspunkt i, at den elektricitet, der driver varmepumper, har en CO<sub>2</sub>-emission svarende til den gennemsnitlige CO<sub>2</sub>-emission for elproduktion, er COP-værdien helt underordnet, da CO<sub>2</sub>-emissionen ved naturgasfyring er højere end ved den gennemsnitlige kWh<sub>el</sub>.

I det længere perspektiv, hvor de fossile brændsler ønskes udfaset i forbindelse med den grønne omstilling, så vil elproduktionen efterhånden blive helt fossilfri og dermed uden CO<sub>2</sub>-emission, og det er i dette lys, at en del af betragtningerne og løsningsforslagene i dette projekt skal ses.

De industrielle varmepumper, der allerede er installeret i Danmark, har det fællestræk, at de sigter på at genvinde spildvarme til anvendelsesområder på op til ca. 90 °C – som f.eks. varmt vand, rumopvarmning, fjernvarmeproduktion og lignende. Varmepumperne er baseret på udstyr, der oprindeligt er udviklet til køleindustrien, og som gradvist er tilpasset stigende temperaturer, og de har efterhånden nået den øvre grænse for kondenseringstemperaturen. Det betyder, at de kommercielt tilgængelige industrielle varmepumper typisk ikke er i stand til at levere damp til dampanlæggene. Der findes dog nogle få anlæg med en anden teknologi, der kan levere varme ved 120 – 130 °C, og der findes enkelte referencelanlæg.

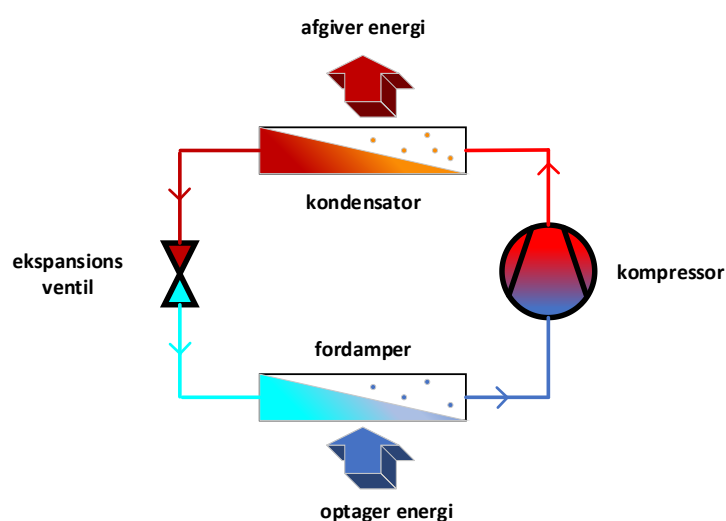
Men i forbindelse med den grønne omstilling og ønsket om at elektrificere den industrielle produktion er der igangsat en række udviklingsprojekter og prototypefremstillinger både i Danmark og internationalt, hvor der sigtes mod højere temperaturer – helt op til over 200 °C. Disse varmepumper forventes at være til rådighed inden for en forholdsvis kort årrække.

En varmepumpe er principielt opbygget som et køleanlæg og består traditionelt af et lukket kredsløb med en fyldning af et kølemiddel. Der er fire hovedkomponenter i kølekredsen:

- 1) Fordamperen, hvor kølemidlet optager energi f.eks. ved gradvist at fordampe og på den måde optager energi. Fordampningen sker ved det tryk, der svarer til den temperatur, hvor kølemidlet koger.
- 2) Kompressoren, som komprimerer kølemidlet på gasform til et højere tryk.



- 3) Kondensatoren, hvor kølemidlet afgiver energi f.eks. ved at kondensere – dvs. går fra gasfase til væske.
- 4) Ekspansionsventilen, hvor trykket i væsken sænkes til det lavere tryk igen, så det igen kan koge i fordampere.



Figur 5.3 Skematisk fremstilling af princippet i en varmepumpe, der optager energi fra en varmekilde og afleverer til en varmeoptager.

Det skal nævnes, at kompressoren også kan drives af en forbrændingsmotor eller af varmeenergi (absorptionsvarmepumper).

For at der kan hhv. optages og afgives energi, vil der i praksis være en vis temperaturforskel mellem omgivelserne og kølemidlet. Dvs. der vil der være et tryk i fordampere, som svarer til en temperatur, der er nogle grader under det sted eller det medie, energien optages fra. Tilsvarende vil der være et tryk i kondensatoren, der svarer til en temperatur, der er nogle grader over det sted eller det medie, varmen afleveres til.

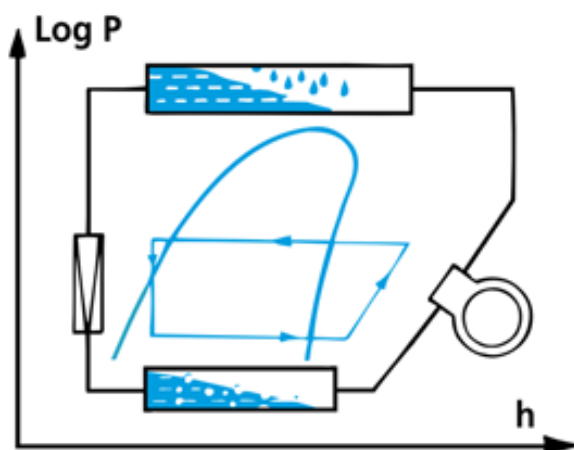
Kredsprocessen illustreres ofte i et såkaldt h-logP-diagram, som er vist i Figur 5.4, hvor h er entalpien (energien) af kølemidlet, og P er trykket i kredsprocessen.

Der sker en energitilvækst i kølemidlet i fordampere ved overgangen til gasfasen, og som det ses, sker der også en energitilvækst i kompressoren. Det er den energi, der kræves for at komprimere til det højere tryk, og den afhænger bl.a. af, hvor stor trykstigning der er tale om, af kompressorens virkningsgrad, af kølemidlets stofegenskaber osv.



I kondensatoren afgiver kølemidlet energi til omgivelserne ved overgangen til væskefase. Ekspansionen i ekspansionsventilen medfører i teorien ingen energiændring.

Hvis den optagne energi, køleydelsen, kaldes  $Q_o$ , og den optagne eleffekt til kompressionen kaldes  $W_k$ , så er den afgivne effekt afsat i kondensatoren summen af de to:  $Q_c = Q_o + W_k$ .



Figur 5.4 Traditionel varmepumpekredsproces.

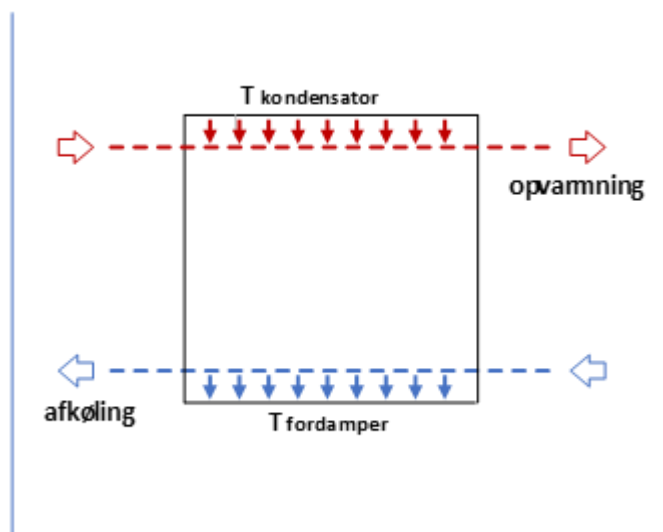
I det følgende er systemopbygningen og arbejdsprincipperne for forskellige typer varmepumper beskrevet.

### 5.1.1. Carnot-processen

Carnot-processen er den kredsproces for varmepumper, hvor fordampningen i fordampere og kondenseringen i kondensatoren foregår ved konstante temperaturniveauer som illustreret med Figur 5.5. I dette tilfælde er den teoretiske COP-værdi for varmepumpen givet ved de to temperaturer i fordampere og kondensatoren,

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = \frac{T_{\text{kondensator}}}{(T_{\text{kondensator}} - T_{\text{fordamper}})}$$

hvor det er den absolutte temperatur der indgår (Kelvin). I praktiske industrielle anlæg med kompressorer, fordampende og kondenserende kølemiddel, temperaturforskelle, trykfald, m.m. er COP-værdierne typisk 55 – 60 % af denne teoretiske værdi.



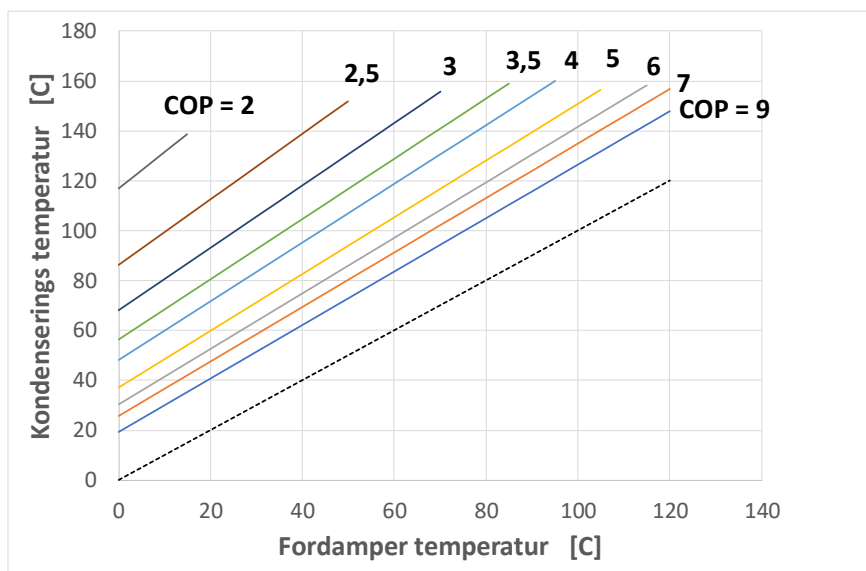
Figur 5.5 Carnot-processen foregår mellem konstante temperaturer, hvor der henholdsvis optages og afgives energi til omgivelserne med en vis temperaturforskel illustreret ved forskellen mellem den fuldt optrukne linje (kølemiddeltemperatur) og den stiplede (omgivelser).

Udformningen af varmevekslere, kompressorer og kompressionsforløbet, ekspansionsventil samt det anvendte kølemiddel er med til at give tab og dermed med til at afgøre COP for anlægget.

Det ses af bl.a. Figur 5.6, at COP-værdien er stærkt afhængig af det temperaturløft, varmepumpen skal præstere. Det betyder, at det er vigtigt at sikre, at den temperatur (det damptryk), ved hvilken varmen skal leveres, er så lav som muligt.

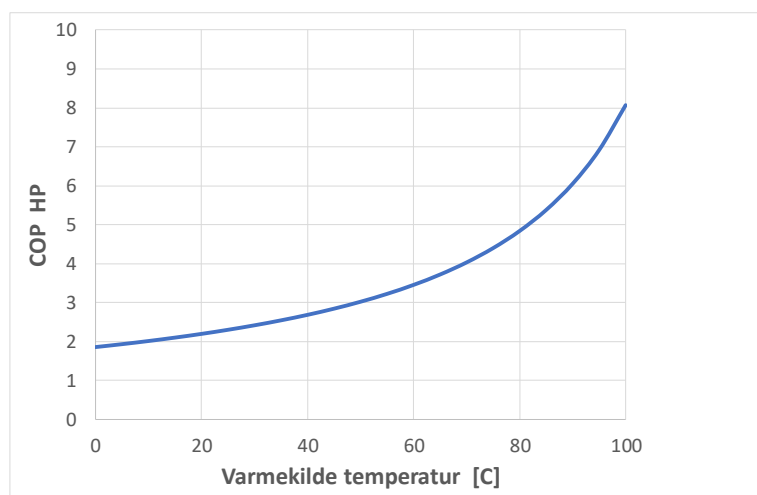
Desuden skal de varmeoverførende flader på både den kolde og varme side af varmepumpen være passende store til at sikre lav temperaturdifferens mellem varmepumpen og de medier, hvorfra varmen optages samt afleveres. Endelig skal det om muligt sikres, at varmekilden(-erne) har en så høj temperatur som muligt. Det kan f.eks. ske ved at undgå unødigt varmetab fra den/de processer, der er varmekilder, eller ved at undgå unødigt sammenblanding af kolde og varme strømme, så varmekildens energiindhold og temperatur kompromitteres.

Mange lavtryksdampanlæg har en damptemperatur på ca. 130 °C svarende til ca. 3 bars tryk. I Figur 5.7 er der vist en kurve for den omtrentlige COP-værdi for en varmepumpe, der leverer varme ved 130 °C som funktion af varmekildens temperatur.



Figur 5.6 Omtrentlige, realistiske COP-værdier for større varmepumper som funktion af fordamper- og kondenseringstemperaturen.

Hvis energikilden f.eks. er udeluft, som normalt ligger i intervallet 0-25 °C, vil der derfor kunne forventes en COP på ca. 2 for en varmepumpe til dampgenerering ved 130 °C.



Figur 5.7 Omtrentlig COP for kondenseringstemperatur på 130 °C som funktion af varmekildens temperatur.

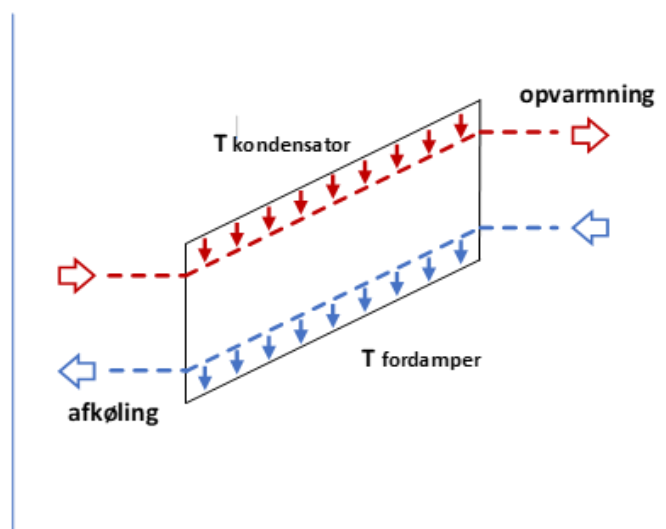




## 5.1.2. Lorenz-processen

Hvor Carnot-processen ideelt set foregår mellem to konstante temperaturer, så foregår temperaturforløbene i Lorenz-processen glidende eller gradvist. Hvis der er tale om en forholdsvis stor opvarmning og/eller afkøling af varmekilden eller varmeoptager, så kan dette temperaturglid udnyttes i en Lorenz-proces, hvor der sker en løbende opvarmning og afkøling som skitseret i Figur 5.8.

Den store fordel ved denne proces er, at temperaturløftet overalt er mindre end ved Carnot-processen, og dermed vil COP-værdien alt andet lige være højere.



Figur 5.8 Lorenz-processen, hvor der sker glidende opvarmning og afkøling.

COP for Lorenz-kredsen beregnes ved hjælp af logaritmiske middelterperaturer for henholdsvis varmeoptager (kondensator) og varmekilde (fordamper):

$$COP_{Lorenz} = \frac{T_{lm,kondensator}}{(T_{lm,kondensator} - T_{lm,fordamper})}$$

hvor

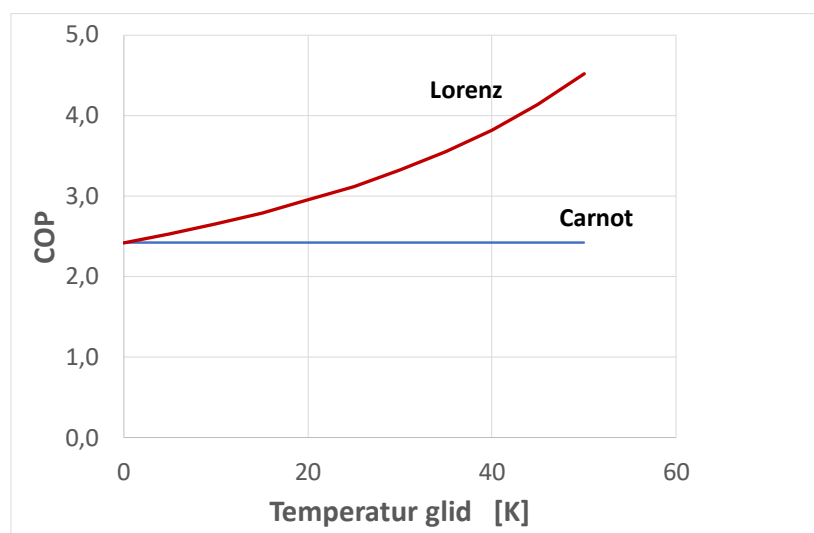
$$T_{lm,kondensator} = (T_{kondensator,ud} - T_{kondensator,ind}) / \ln \left( \frac{T_{kondensator,ud}}{T_{kondensator,ind}} \right)$$

og tilsvarende for fordamperen.



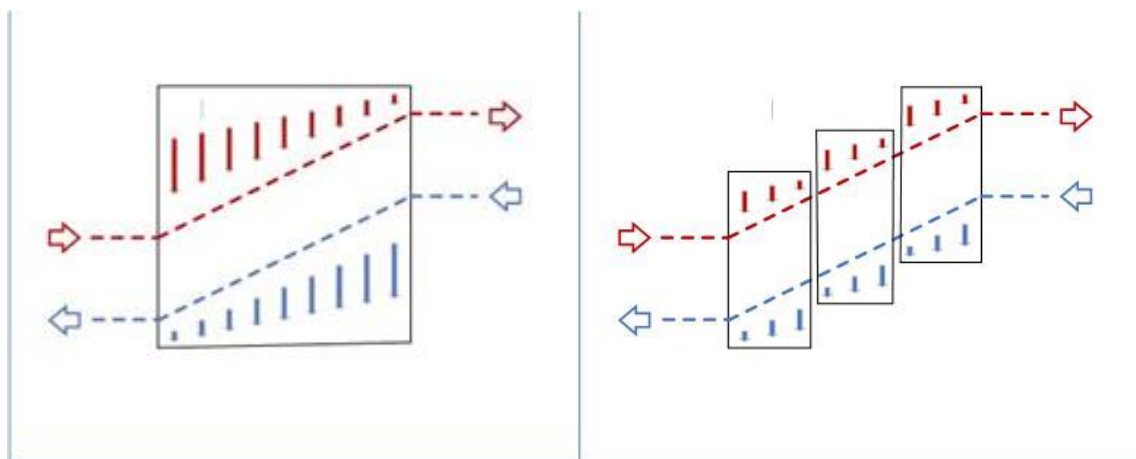
Specielt for dampanlæg, der skal levere varme ved høj temperatur, og hvor der således er store temperaturløft, er det illustrativt af sammenligne COP for de to processer. Ved processer, der kræver små temperaturløft, er der ikke den helt store gevinst ved at anvende Lorenz-processen frem for den traditionelle Carnot-proces, men jo større temperaturløft og jo større glid der er tale om, jo større fordel vil der være.

Lorenz-processen kan f.eks. realiseres i en hybridvarmepumpe, som er en kombination af et traditionelt absorptionskøleanlæg og et traditionelt kompressorkøleanlæg.



Figur 5.9 Sammenligning mellem Carnot COP og Lorenz COP som funktion af temperaturlid for en varmepumpe med varmekilde ved 30 °C (tilgang) og varmeoptager ved 130 °C (afgang), forudsat at de kan realiseres med samme totale virkningsgrad.

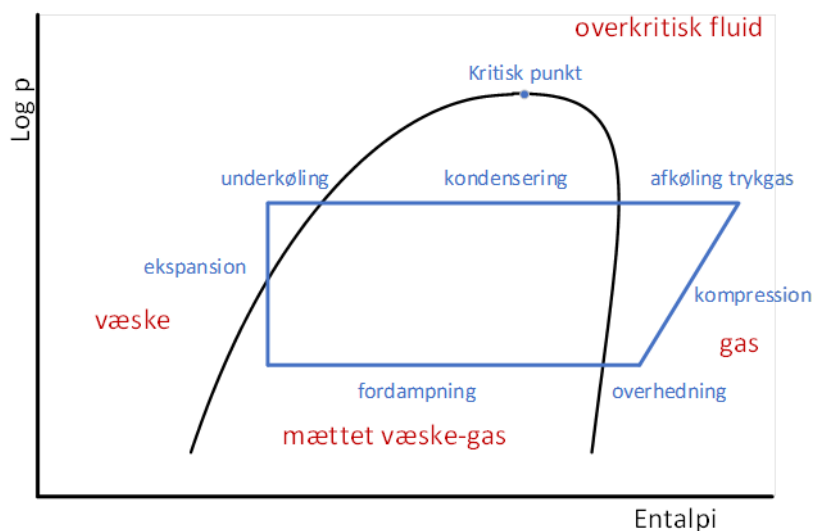
I praksis kan Lorenz-processen dog også tilnærmes med parallelkobling af traditionelle anlæg som vist på Figur 5.10.



Figur 5.10 En seriekobling af Carnot-processer er en tilnærmelse til Lorenz-processen og resulterer dermed i en forbedret COP i forhold til en ren Carnot-proces.

## 5.2. Kølemidler

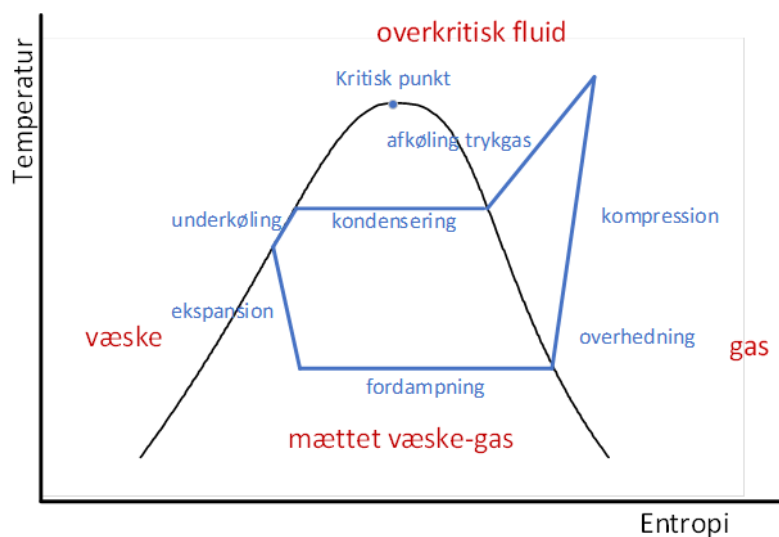
Valget af kølemiddel har ligesom valget af proces stor betydning for, hvilken teknologi og hardware der kan anvendes, og for anlæggets temperaturniveau, COP, kapacitet, sikkerhedskrav, pris og serviceomkostninger. Som tidligere nævnt benyttes et såkaldt h-logp-diagram, Figur 5.11, til at illustrere et kølemiddels tilstande og fysiske egenskaber i en kølekreds.



Figur 5.11 Typisk h-log p-diagram, der viser kredsprocessens tilstande.



Til venstre for 'klokkekurven' er kølemidlet på væskeform, og forskelle i entalpi afspejler varmekapacitet og temperatur af væsken. Mellem de to kurver under 'klokken' sker der en energikrævende faseovergang fra væske til damp, og til højre for kurven er kølemidlet fordampet, og dermed afspejler entalpi varmekapacitet og temperatur for gassen. Ved tryk og temperaturer over det kritiske punkt sker der ikke faseovergang. Der eksisterer en overkritisk fluid, hvor tætheden er større end gas, men mindre end væske.



Figur 5.12 Samme kredsproces i entropi-temperatur-diagram.

Kredsløbet bliver ligeledes ofte illustreret ved to andre termodynamiske variable – entropi og temperatur. Figur 5.12 viser den samme kredsproces i dette diagram.

De fysiske egenskaber for de enkelte kølemidler kan derfor beskrives ved hjælp af disse diagrammer. Og indtegnes kredsprocesserne, kan de illustrere f.eks. energiforbrug til kompressionen, virkningsgrader, temperaturforskelle, tryktab m.m.

Sikkerhedsmæssigt opdeles kølemidler i forskellige klasser alt efter brandbarhed, og hvorvidt de er giftige (toxicity). Klassificeringen foretages i ASHRAE 34-2013 med tillæg for senere kølemidler og består af i alt otte klasser som vist i Figur 5.13.

Desuden stilles der krav til, at kølemidlerne ikke nedbryder ozonlaget – dvs. at ODP (Ozone Depletion Potential) er nul. Generelt er kølemidler med ODP-faktor udfaset ved de aftaler, der er indgået i Montreal Protokollen; mens Kyoto Protokollen er rettet mod kølemidlets eventuelle medvirken til klimaforandringer. Det er udtrykt via GWP-faktoren (Global Warming Potential), der beskriver kølemidlets drivhuseffekt over en periode på 100 år relativt til CO<sub>2</sub>.



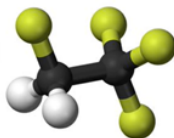
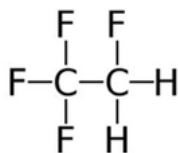
De danske regler er fastlagt i "Bekendtgørelse om regulering af visse industrielle drivhusgasser" af 28/11 2018. Det er generelt ikke tilladt at benytte kølemidler med GWP større end 5 (relativt til CO<sub>2</sub>) – dog med de undtagelser, at fyldningen ikke overstiger 10 kg ved anlæg, der bygges på stedet, eller 50 kg for fabriksfremstillede pakkelsninger. En fyldning på 10 kg svarer typisk til et anlæg med 40 - 60 kW kapacitet.

ASHRAE standard 34 Sikkerhedsklassifikation af kølemidler		Ingen toxicity ved 400 ppm (volumen)	Toxicity ved mindre end 400 ppm (volumen)
		Lav toxicity	Højere toxicity
Min. koncentration for flamme < 0,1 kg/m <sup>3</sup> - eller forbrændingsvarme > 19 MJ/kg	Højere brand- barhed	A3	B3
Min. koncentration for flamme > 0,1 kg/m <sup>3</sup> - og forbrændingsvarme < 19 MJ/kg	Lavere brand- barhed	A2	B2
Do - samt hastighed < 0,1 m/s		A2L	B2L
Kan ikke antændes	Ingen brandbar- hed	A1	B1

Figur 5.13 Sikkerhedsklassifikation af kølemidler.

### 5.2.1. Lav-GWP-kølemidler

Mange af de gængse syntetiske kølemidler af HFC-typen har vist sig at have temmelig store GWP-værdier. HFC står for HydroFluorCarboner, og det er en familie af brint- og kulstofforbindelser med et antal tilknyttede Fluor-atomer. Eksempelvis er forbindelserne for det meget udbredte R134a vist på Figur 5.14.



Figur 5.14 Et eksempel på HFC-kølemiddel, her R134a.

For at et kølemiddel kan bruges i den traditionelle Carnot-proces, så skal de kritiske temperaturer være højere end den højeste temperatur, varmepumpen skal operere ved. De fleste af de kølemidler, der benyttes kommercielt i køleanlæg, har kritiske temperaturer i området 70-100 °C og er derfor ikke relevante i denne sammenhæng. Dog har R245 en kritisk temperatur på 154 °C og bliver anvendt i højtemperaturvarmepumper op til ca. 125 °C.



Udvalget af syntetiske kølemedler, der kan overholde kravet til ODP = 0 og GWP < 5, er meget begrænset. Der er næsten udelukkende tale om såkaldte HFO-kølemedler – dvs. halogener med tilknyttede Fluoratomer i forskellige kombinationer af bindinger som vist på Figur 5.15.



Figur 5.15 Kemisk opbygning af forskellige HFO-kølemedler.

Refrigerant	Brand (manufacturer)	T <sub>crit</sub> (°C)	p <sub>crit</sub> (bar)	ODP (-)	GWP <sub>100</sub> (-)	Lifetime (days)	SG	NBP (°C)
<b>R1336mzz(Z)</b>	<b>Opteon™MZ (Chemours)</b>	<b>171.3</b>	<b>29.0</b>	<b>0</b>	<b>2</b>	<b>22</b>	<b>A1</b>	<b>33.4</b>
R1234ze(Z)	not yet available	150.1	35.3	0	<1	18	A2L	9.8
<b>R1233zd(E)</b>	<b>Solstice®zd (Honeywell) Forane®HTS 1233zd (ARKEMA)</b>	<b>166.5</b>	<b>36.2</b>	<b>0.00034</b>	<b>1</b>	<b>40.4</b>	<b>A1</b>	<b>18.0</b>
R1224yd(Z)	AMOLEA®1224yd (AGC Chemicals)	155.5	33.3	0.00012	<1	21	A1	14.0
R365mfc	Solkane®365mfc (Solvay)	186.9	32.7	0	804	8.7 years	A2	40.2
R245fa	Genetron®245fa (Honeywell)	154.0	36.5	0	858	7.7 years	B1	14.9

Figur 5.16 Syntetiske kølemedler til højtemperaturvarmepumper [16].

Udover disse kan forskellige blandinger, hvor der tilsættes mindre mængder af HFC'er, også opfylde betingelserne og er kommercielt tilgængelige. De to kølemedler, der hidtil er mest benyttede til udvikling af højtemperaturvarmepumper, samtidig med at de opfylder de øvrige krav, ser ud til at være R1234ze(Z) og R1336mzz(Z).

## 5.2.2. Kulbrinter

Naturligt forekommende kulbrinter anvendes ligeledes i køleanlæg og varmepumper. Propan (R290) anvendes til varmepumper op til ca. 80-90 °C, mens butan (R600) og iso-butan(R600a) kan anvendes op til ca. 120 °C. Pentan (R601) kan anvendes til endnu højere temperaturer, 150-160 °C. Kulbrinterne er brandbare (eksplosive); men ikke giftige, så de klassificeres sikkerhedsmæssigt som A3 i ASHRAE-systemet. ODP er nul, og GWP ligger på niveauet 3-4.

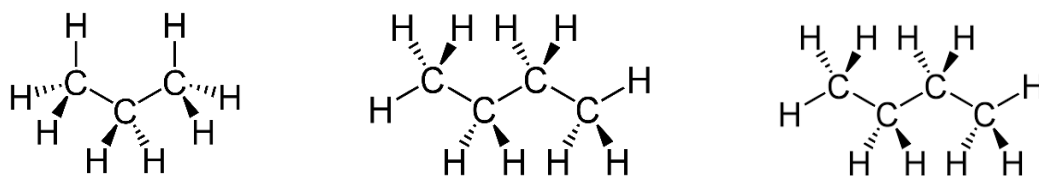
Kulbrinterne har ligesom HFC'erne og HFO'eren en relativt lille fordampningsvarme sammenlignet med f.eks. ammoniak. Det betyder, at der ved et stort temperaturløft vil være et relativt stort flashtab i ekspansionsventilen, hvilket resulterer i en lidt dårligere COP – udelukkende baseret på stofdata. Så ved



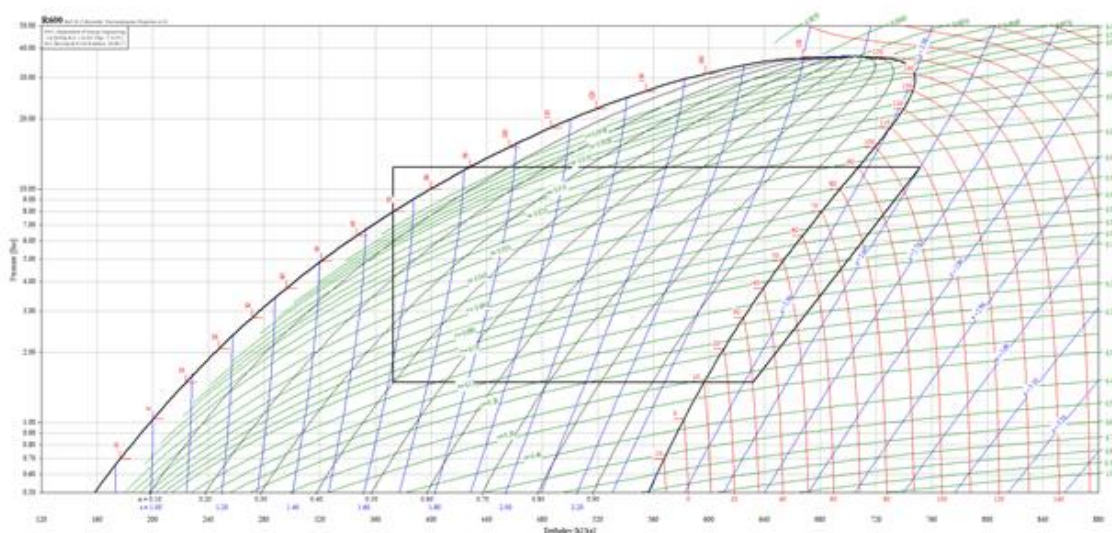
store temperaturløft anvendes ofte tottrinsanlæg, da det forbedrer COP og reducerer trykgastemperaturen.

Kulbrinte	Navn	Kritisk temperatur [°C]	ODP	GWP
R290	Propan	96,7	0	3,3
R600	Butan	152,0	0	4
R600a	Isobutan	134,7	0	3
R601	Pentan	196,6	0	4

Figur 5.17 Kritisk temperatur for udvalgte kulbrinter.



Figur 5.18 Den kemiske opbygning af henholdsvis propan (R290), butan(R600) og pentan (R601).



Figur 5.19 Illustration af kredsproces for kulbrinten butan, R600. Betingelserne er 10 °C fordampning, 90 °C kondensering og 20 °C overhedning og underkøling. Flashtabet er i dette tilfælde ca. 40 % af massestrømmen [17].

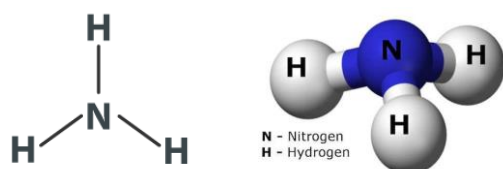




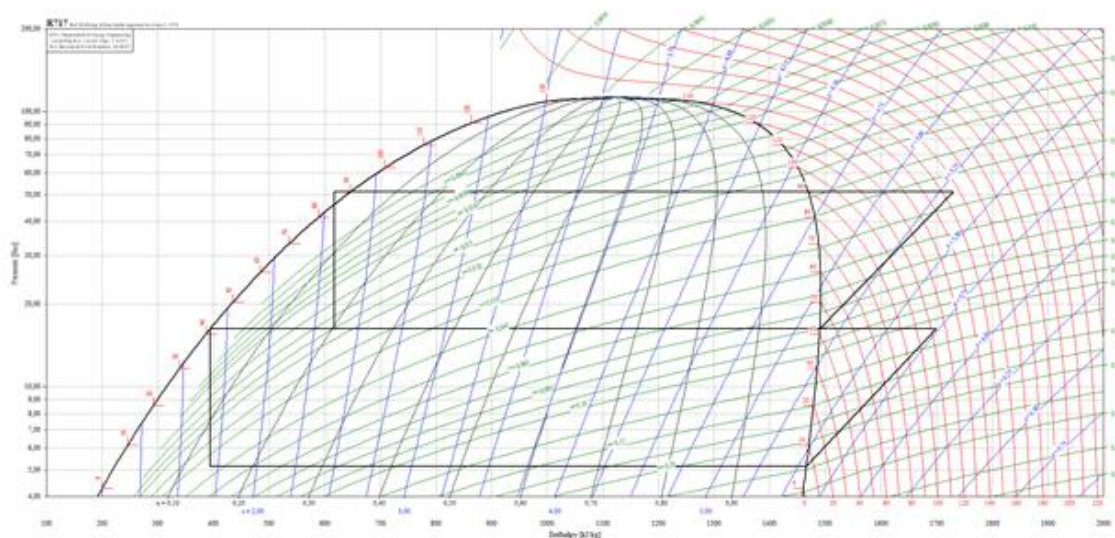
### 5.2.3. Ammoniak, NH<sub>3</sub>, R717

I Danmark er det kølemiddel ammoniak, NH<sub>3</sub>, der er blevet benyttet i de fleste af de industrielle varmepumper, som hidtil er opstillet i forbindelse med varmegenvinding af spildvarme (ca. 80 stk.). De termodynamiske data for NH<sub>3</sub> er bl.a. en kritisk temperatur på 132,4 °C samt ODP lig med nul og GWP <1.

NH<sub>3</sub> er giftigt og brandbart og klassificeres som B2 i henhold til ASHRAE's sikkerhedssystem, jf. Figur 5.13. Det er et godt og effektivt kølemiddel fra et termodynamisk synspunkt med gode stofegenskaber og har traditionelt været anvendt til industrielle anlæg helt siden starten på udviklingen af køleanlæg tilbage i 1850'erne. Den kemiske sammensætning af ammoniak er forholdsvis enkel og vist i Figur 5.20.



Figur 5.20 Den kemiske opbygning af ammoniak, NH<sub>3</sub>.



Figur 5.21 Et eksempel på et tottrins-NH<sub>3</sub>-anlæg med åben mellemkøler [17].

I praksis er anlæggene begrænset til temperaturniveauet op til ca. 90 °C og dermed velegnede til varmeproduktion, men ikke til dampproduktion.



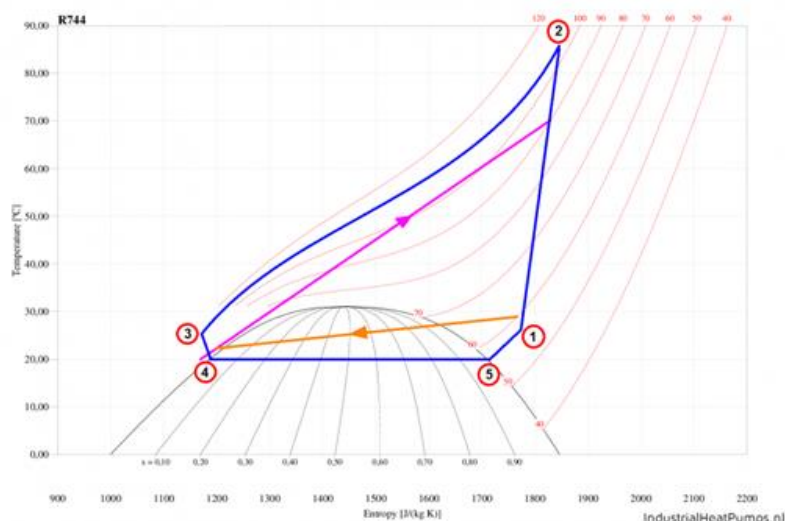
På grund af en relativt lav atommasse er trykforholdet højt for et givet temperaturløft, og kompressor-teknologien kan i praksis give begrænsninger på, hvor stort et temperaturløft der kan opnås på et trin. Derfor anvendes ofte totrinsanlæg, selvom det nødvendigvis forøger prisen for det samlede anlæg

#### 5.2.4. Kuldiioxid, R744

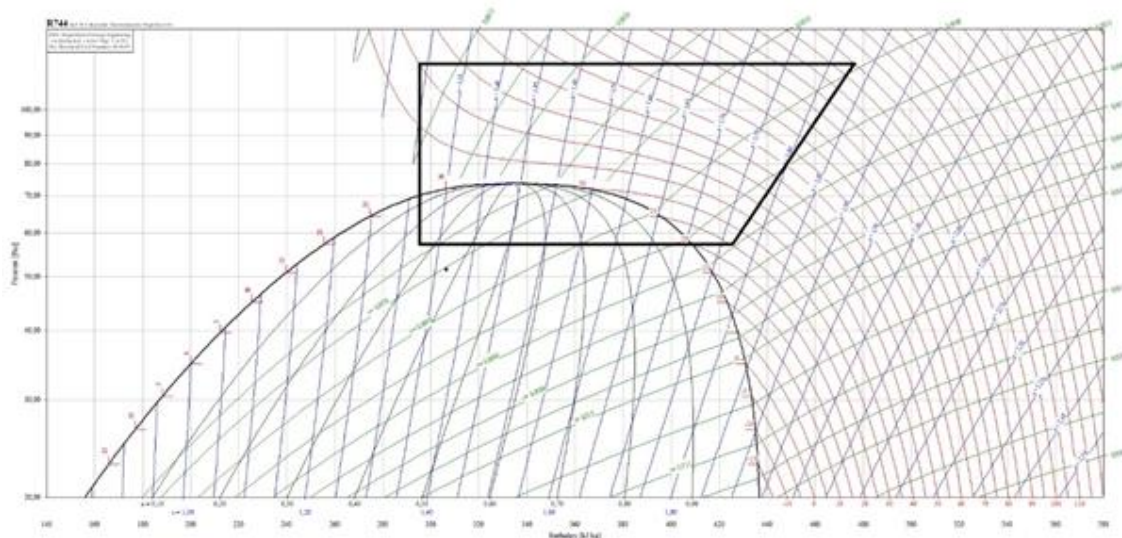
Kølemidlet  $\text{CO}_2$  er specielt udbredt til kommerciel køl (supermarkeder m.m.) og har en forholdsvis lav kritisk temperatur på  $31,5^\circ\text{C}$ . Ved temperaturer over den kritiske temperatur sker der ikke en kondensering – dvs. en faseovergang fra gas til væske. I stedet er kølemidlet i en overkritisk tilstand, hvor tætheden er større end i en gas, men mindre end i en væske.

Så umiddelbart er  $\text{CO}_2$  derfor ikke velegnet til højtemperaturvarmepumper. Dog har en såkaldt transkritisk proces tilstrækkeligt gode egenskaber, når der er tale om et meget stort temperaturløft på den varme side, og er dermed en tilnærmet Lorenz-proces med de fordele, den har.

Kondensatoren er derfor erstattet af en gaskøler, hvor der sker en afkøling af  $\text{CO}_2$  ved et fast tryk i stedet for en fast temperatur. I det eksempel, der er vist i Figur 5.43, er varmekildens temperatur  $20^\circ\text{C}$  – dvs. mindre end den kritiske temperatur. Processen kan også anvendes, hvis varmekildens temperatur er højere. Det bliver så en ren gaskreds, hvor der også kræves et stort glid på den kolde side, for at processen får en rimelig COP.

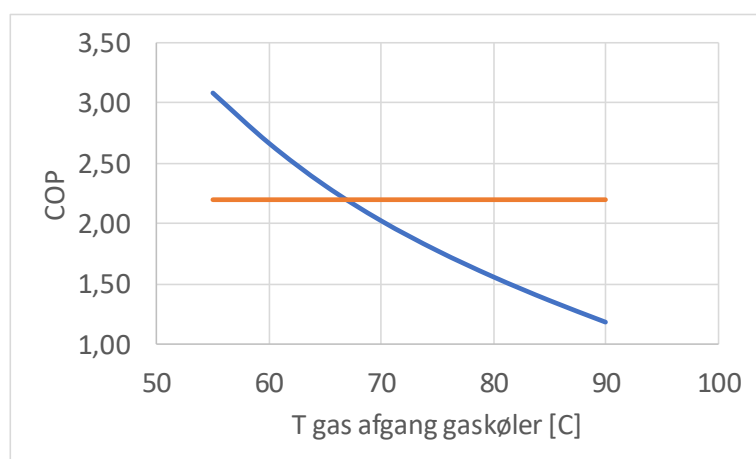


Figur 5.22 Transkritisk  $\text{CO}_2$ -proces i T-h-diagram [17].



Figur 5.23 Transkritisk CO<sub>2</sub>-proces i h-logp-diagram [17].

Figur 5.22 viser den transkritiske proces i T-h-diagrammet og Figur 5.23 i h-logp-diagrammet. På nuværende tidspunkt kan kredsen gennemføres ved et tryk på 130 bar, mens den maksimale temperatur er ca. 120 °C.



Figur 5.24 COP for en transkritisk CO<sub>2</sub>-proces som funktion af afgangstemperaturen ud af gaskøleren, hvilket typisk er indgangstemperaturen for det medie, der bliver opvarmet. Eksemplet er regnet for en varmekildetemperatur på 20 °C, og der leveres damp ved 130 °C.



Begrænsningerne er sat af kompressorens arbejdsområde, og der er bestræbelser i gang for at hæve denne temperatur op mod 200 °C. Så det forventes, at højtemperaturvarmepumper baseret på CO<sub>2</sub> vil være kommercielt tilgængelige om relativt kort tid.

Ulempen ved den transkritiske proces er en forholdsvis lav COP, hvis ikke hele gliddet kan udnyttes. Eksempelvis er der i Figur 5.24 vist resultatet af en udregning med en varmekildetemperatur på  $T_e:20$  °C og en opvarmning til ca. 130 °C, hvilket kræver en relativt stor overhedning på 35 °C (55 °C indløbs-temperatur). Isentropvirkningsgraden for kompressoren er sat til 70 %.

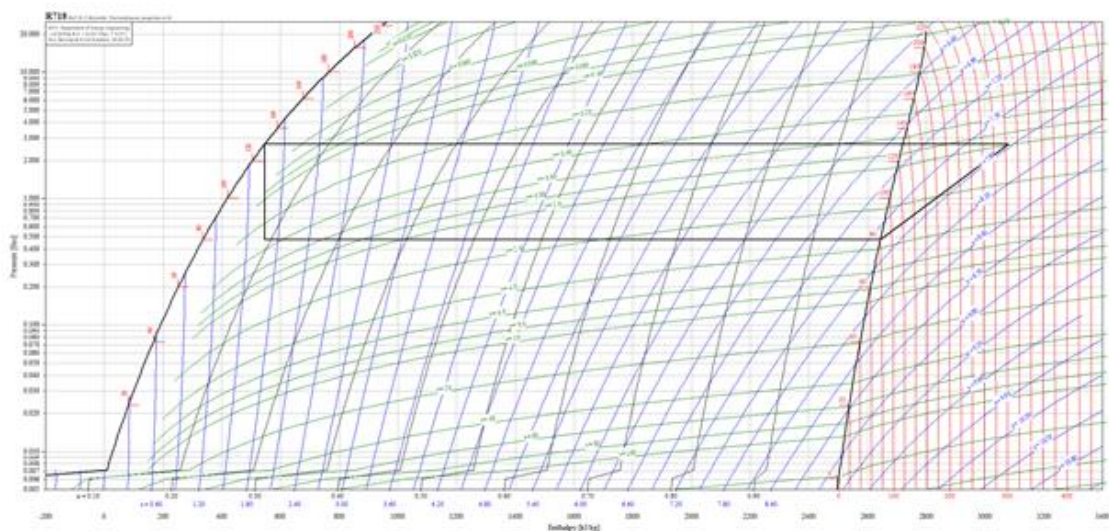
CO<sub>2</sub>-anlæg vil i dette tilfælde være konkurrencedygtige sammenlignet med kondenserende kølemidler (stiplet linje) i de tilfælde, hvor der er et glid på ca. 65 °C eller mere på den varme side – dvs. en opvarmning fra 65 °C til 130 °C på den varme side og en afkøling fra 85 °C til 20 °C for varmekilden.

### 5.2.5. Vand (damp), R718

Vands fysiske egenskaber gør det specielt velegnet som kølemiddel i det relevante temperaturområde for dampanlæg. Den kritiske temperatur er 371 °C, og fordampningsvarmen er meget stor sammenlignet med de konkurrerende kølemidler. Sikkerhedsmæssigt er vand ideelt, da det ikke er brændbart eller giftigt, og ODP er nul. Vanddamp i atmosfæren har indflydelse på drivhuseffekten alt afhængigt af koncentration og placering, men dette er ikke relevant for vand som kølemiddel, da kølekredsen ikke tilfører atmosfæren yderligere vanddamp.

Figur 5.25 viser et eksempel på en kredsproces med vand, hvor fordampningstemperaturen er 80 °C og kondenseringen 130 °C. Som det ses, foregår processen langt under den kritiske temperatur (og tryk), og den høje værdi af fordampningsvarmen bevirker et relativt lille flashtab ved ekspansionsventilen.

Ulempen er, at der endnu ikke eksisterer velegnede kommercielt tilgængelige komponenter til kredsprocessen – specielt kompressorer med en tilstrækkelig god virkningsgrad og til konkurrencedygtige priser. Som det fremgår af figuren, så er trykket under atmosfæretryk ved temperaturer under 100 °C, og det har været en hindring for udbredelsen af anlæg baseret på vand. Det kræver derfor en grundlæggende anden teknologi af realisere sådanne anlæg.



Figur 5.25 Eksemplet viser kredsløbet for vand med fordampningstemperatur på 80 °C og kondensering 130 °C.

## 6. Varmepumper til dampsystemer

Det følgende afsnit er en gennemgang af de industrielle varmepumper, der er kommercielt tilgængelige på nuværende tidspunkt, samt af de teknologier for varmepumper, der er på vej i forskellige udviklingstrin, og som vi kan forvente vil være i stand til at levere tilstrækkeligt høje temperaturer til dampanlæg inden for en overskuelig fremtid.

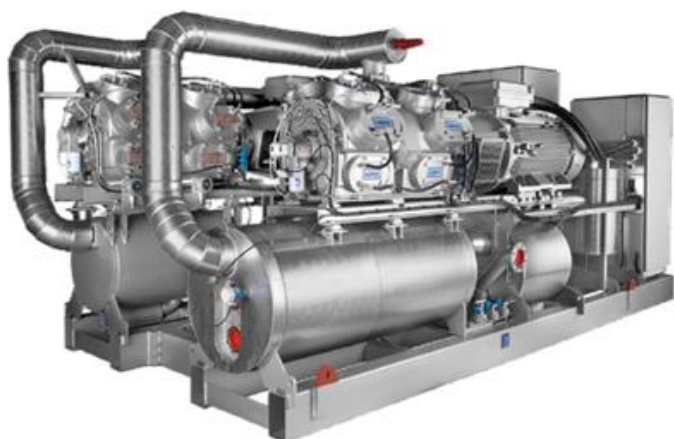
### 6.1. Kommercielt tilgængelige varmepumper

Det nuværende udvalg af industrielle, kommercielle varmepumper er begrænset til temperaturområdet op til ca. 90 °C. De er altså ikke direkte anvendelige til dampproduktion, men de kan anvendes til varmeproduktion ved genvinding af spildvarme.

De industrielle anvendelser af varmepumper har vist sig at være meget varierede, hvad angår driftsbetingelser, kapaciteter og styring. Så i en række tilfælde designes og opbygges varmepumperne til helt specielle specifikationer tilpasset den aktuelle proces.

Der findes dog et udvalg af færdigbyggede, industrielle varmepumpeløsninger fra henholdsvis Johnson Controls (JCI), GEA og Mayekawa – alle med ammoniak som kølemiddel. JCI benævner deres enheder Heatpac, og programmet af varmepumper er designet til at levere vand ved temperaturer op til 90 °C.





Figur 6.1 Sabroe HeatPAC fra JCI, totrins-NH<sub>3</sub>-anlæg (JCI-brochure).

Der findes to forskellige versioner – henholdsvis et ettrinsanlæg med temperaturløft fra ca. 34 °C til 90 °C og et totrinsanlæg med et større løft fra 5 °C til 90 °C. Kapaciteterne dækker området fra ca. 350 kW til ca. 1.850 kW. De mere detaljerede specifikationer fremgår af Figur 6.2 og Figur 6.3. Desuden tilbydes nogenlunde tilsvarende pakker til 70 °C afgangstemperatur i stedet for 90 °C.

Type	Heating capacity kW	Cooling capacity kW	E-motor kW	Power consumption (shaft) kW	R717 charge kg	Dry weight kg	Unit dimensions in mm			Sound level dB(A)	COP shaft heating
							L	W	H		
HeatPAC 704-W	341	269	97	77	35	3500	3500	1000	2100	83	4.4
HeatPAC 706-W	511	403	136	116	44	4200	3700	1000	2100	85	4.4
HeatPAC 708-W	682	537	172	154	54	5000	4100	1000	2100	86	4.4
HeatPAC 712-W	1023	805	271	232	73	6250	4700	1000	2100	87	4.4
HeatPAC 716-W	1346	1059	347	308	88	7000	6000	1000	2100	88	4.4

Figur 6.2 Specifikationer for ettrins-HeatPAC-anlæg fra JCI med NH<sub>3</sub> som kølemiddel.

Type	Heating capacity kW	Cooling capacity kW	Power consumption (shaft) kW	R717 charge kg	Dry weight kg	Unit dimensions in mm (approx.)			Sound level dB(A)	COP shaft heating
						L	W	H		
DualPAC 704-W	460	318	150	57	6500	3500	3000	2100	86	3.1
DualPAC 706-W	690	476	223	65	7900	3700	3000	2100	86	3.1
DualPAC 708-W	920	623	298	75	10000	4100	3000	2100	87	3.1
DualPAC 712-W	1381	940	445	102	13500	5000	3000	2100	88	3.1
DualPAC 716-W	1841	1243	608	114	16500	6000	3000	2100	89	3

Figur 6.3 Specifikationer for DualPAC totrins-NH<sub>3</sub>-varmepumper fra JCI.



Figur 6.4 GEA RedAstrum varmepumpeserie (GEA-brochure).

GEA tilbyder et lignende program – ligeledes med  $\text{NH}_3$  som kølemiddel. Der er to forskellige serier. Dels RedAstrum baseret på skruekompressorer og dels RedGenium, som er kombinerede køleanlæg og varmepumper baseret på stempelkompressorer. Fælles for GEA's serier er, at ifølge brochure materialet så er afgangstemperaturerne lidt lavere – ca. 80-82 °C. Kapacitetsområdet for dette program er ca. 550 kW til ca. 2.000 kW.

Series	Type	Secondary refrigerant temperature (°C)		Heat carrier (°C) in/out	Heating capacity (kW)	COP <sup>3)</sup> line	Dimensions <sup>4)</sup> (mm)			Weight (kg) incl. motor
		in/out	in/out				L	W	H	
GEA RedAstrum	HE	40 / 35	40 / 70 70 / 80	1,120 <sup>1)</sup> 1,000 <sup>1)</sup>	5.7 3.8	6,000	1,600	2,250	8,200 10,275	
	HG	40 / 35	40 / 70 70 / 80	1,320 <sup>1)</sup> 1,185 <sup>1)</sup>	5.9 3.9	6,000	1,600	2,250	8,375 10,825	
	MH	40 / 35	40 / 70 70 / 80	1,740 <sup>1)</sup> 1,545 <sup>1)</sup>	6.0 4.1	7,000	1,800	2,350	10,850 12,800	
	ML	40 / 35	40 / 70 70 / 80	2,000 <sup>1)</sup> 1,700 <sup>1)</sup>	6.1 3.9	7,000	1,800	2,350	11,150 13,225	
	HH	12 / 6	40 / 65	770 <sup>1)</sup>	5.7	6,000	1,600	2,250	7,950	
	LL	12 / 6	40 / 65	890 <sup>1)</sup>	5.8	6,000	1,600	2,350	8,400	
	MM	12 / 6	40 / 65	1,160 <sup>1)</sup>	5.9	6,000	1,600	2,350	9,575	
	NN	12 / 6	40 / 65	1,430 <sup>1)</sup>	6.0	7,000	1,800	2,350	11,500	
GEA RedGenium	500	27 / 22	50 / 70	553 <sup>2)</sup>	5.4	4,900	1,600	2,200	4,980	
	800	27 / 22	50 / 70	829 <sup>2)</sup>	5.5	5,300	1,600	2,300	5,950	
	1100	27 / 22	50 / 70	1,105 <sup>2)</sup>	5.5	5,700	1,600	2,400	6,960	

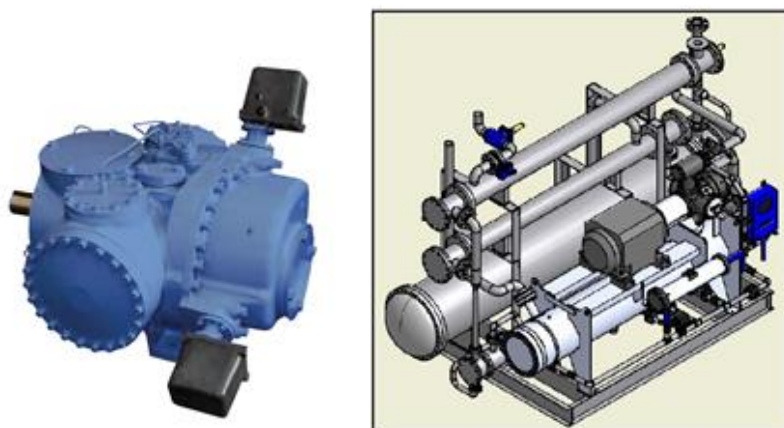
Figur 6.5 GEA RedAstrum-specifikationer. RedAstrum er baseret på skruekompressorer og RedGenium på stempelkompressorer.



Mayekawa benævner deres NH<sub>3</sub>-varmepumpe Plus+HEAT, og den kan levere varmt vand ved 85 °C. Kapaciteten for standardenheden er knap 500 kW.



Figur 6.6 Varmepumpe Plus+HEAT-pakke fra Mayekawa (Mycom).



Figur 6.7 Vilter single rotor skruekompressor og tilsvarende varmepumpe (Vilter-brochure).

Alle tre firmaer samt kompressorfabrikanten Vilter tilbyder derudover 'customized' versioner – dvs. varmepumper, der er specielt tilpasset den aktuelle anvendelse. Kompressoren er den kritiske komponent i varmepumperne, så fabrikanterne opbygger de tilpassede varmepumper baseret på deres eget program af henholdsvis stempel- og skruekompressorer.

Vilters kompressor er lidt speciel, da det er en enkelt skruekompressor i modsætning til de mere gængse med to skruer.





Carrier, Coolthem, Mayekawa, SMC Frigo og Fenagy kan levere varmepumper baseret på kølemidlet CO<sub>2</sub>. De er typisk opbyggede som rack af serier af mindre kompressorer, og kapaciteten er generelt lavere end NH<sub>3</sub>-anlæggene – simpelthen begrænset af de tilgængelige komponenter. Det typiske område er nede fra ca. 50 kW og op til ca. 1.500 kW. COP er som regel også lavere på grund af transkritisk drift, men anlæggene er også typisk billigere end NH<sub>3</sub>-anlæg.



Figur 6.8 Typisk konfiguration af CO<sub>2</sub>-varmepumpe med rack af kompressorer – her en Carrier Refrigeration PowerCO2OL (Carrier).

Machine type HHR		45	65	90	130	180	260	360	520	720	1000	1440
Nominal point for heating at 20/80 °C and cooling at 20/14 °C												
Heating capacity	kW	51	65	93	132	194	268	385	554	781	1,100	1,460
Refrigeration capacity	kW	39.3	50.7	72.2	103	150	205	298	421	605	836	1,090
Power consumption	kW	11.9	15.3	22.5	31	47	67	93	140	187	279	434.4
Heating COP		4.3	4.3	4.1	4.2	4.2	4.0	4.1	4.0	4.2	3.9	3.9
Total COP (heating and cooling)		7.6	7.6	7.2	7.4	7.4	7.0	7.2	7.0	7.4	6.8	6.8

Figur 6.9 Program af CO<sub>2</sub>-varmepumper fra Coolthem.

Varmepumper med kulbrinter som kølemiddel er kommercielt tilgængelige med R290 (propan) op til ca. 80 °C. Anlæg med nogle af de øvrige kulbrinter er fortsat under udvikling og findes kun i få, specielle eksemplarer på nuværende tidspunkt. Men det er forventningen, at kulbrinter kommer til at spille en rolle i de fremtidige, industrielle højtemperaturvarmepumper.

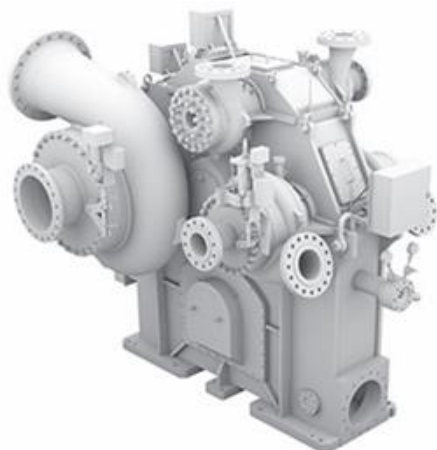


Selve teknologien minder meget om den tilsvarende for HFC- og HFO-anlæggene, da de kemiske og termodynamiske egenskaber er nært beslægtede.



Figur 6.10 Eksempel på R290-varmepumpe fra Bundgaard Køleteknik.

Der findes ganske få, meget store anlæg baseret på vand eller damp som kølemiddel. Der er tale om anlæg med kapaciteter på adskillige MW varme og helt specielle anvendelser. Kompressortechnologien er såkaldt integrerede gearløsninger, hvor der er et stort, centralt tandhjul, der kan drive en eller flere turbokompressorer ved relativt høje omdrejningstal (typisk 20–60.000 rpm). Denne type leveres af nogle ganske få leverandører som f.eks. Siemens, MAN, Kobe Steel, GE og Atlas Copco.



Figur 6.11 Et eksempel på en dampkompressor med centralt gearhjul til at drive et antal turbokompressorer (MAN-brochure).



Ud over de store kompressorfabrikanter, så kan en række firmaer tilbyde at bygge varmepumper tilpasset de aktuelle temperatur- og kapacitetsbehov.

Firma	Web	Kontakt	Kommentar
Bundgaard Køle- teknik	<a href="http://Koelegruppen.dk">http://Koelegruppen.dk</a>	<a href="mailto:info@koelegruppen.dk">info@koelegruppen.dk</a>	Propan-varmepumper
danARTICA	<a href="http://danarctica.dk/">http://danarctica.dk/</a>	<a href="mailto:kontakt@danartica.dk">kontakt@danartica.dk</a>	NH <sub>3</sub> baseret på Vilters kompressor
EuRefa	<a href="https://eurefa.dk/">https://eurefa.dk/</a>	<a href="mailto:kontakt@eurefa.dk">kontakt@eurefa.dk</a>	NH <sub>3</sub> -varmepumper fra JCI og GEA
Innoterm	<a href="http://www.innoterm.dk/">http://www.innoterm.dk/</a>	<a href="mailto:chc@innoterm.dk">chc@innoterm.dk</a>	NH <sub>3</sub> -, CO <sub>2</sub> -, kulbrinte- og hybridvarmepumpe
Johnson Controls Denmark, KØLE- TEKNIK	<a href="https://www.johnsoncontrols.com/da_dk/buildings/heat-pumps">https://www.johnsoncontrols.com/da_dk/buildings/heat-pumps</a>	+45 87363100	NH <sub>3</sub> -varmepumper
Multikøl	<a href="https://multikoel.dk/">https://multikoel.dk/</a>	<a href="mailto:multi@multikoel.dk">multi@multikoel.dk</a>	NH <sub>3</sub> -varmepumper baseret på GEA
SolidEnergy	<a href="https://www.solid-group.dk/solid-energy/varmeloesninger/">https://www.solid-group.dk/solid-energy/varmeloesninger/</a>	<a href="mailto:info@solidenergy.dk">info@solidenergy.dk</a>	Propan- og NH <sub>3</sub> -varmepumper, gas og eldrevne.
Tjæreborg	<a href="https://www.tji.dk/index.php/energi-fjernvarme/varmepumpe/">https://www.tji.dk/index.php/energi-fjernvarme/varmepumpe/</a>	<a href="mailto:info@tji.dk">info@tji.dk</a>	NH <sub>3</sub> -baseret Sabroe-varmepumpe, absorptionsvarmepumper
Victor DST	<a href="https://www.victor-dst.dk/">https://www.victor-dst.dk/</a>	<a href="mailto:info@victor-dst.dk">info@victor-dst.dk</a>	NH <sub>3</sub> - og propanvarmepumper

Figur 6.12 Et udvalg af firmaer, der leverer tilpassede varmepumper.

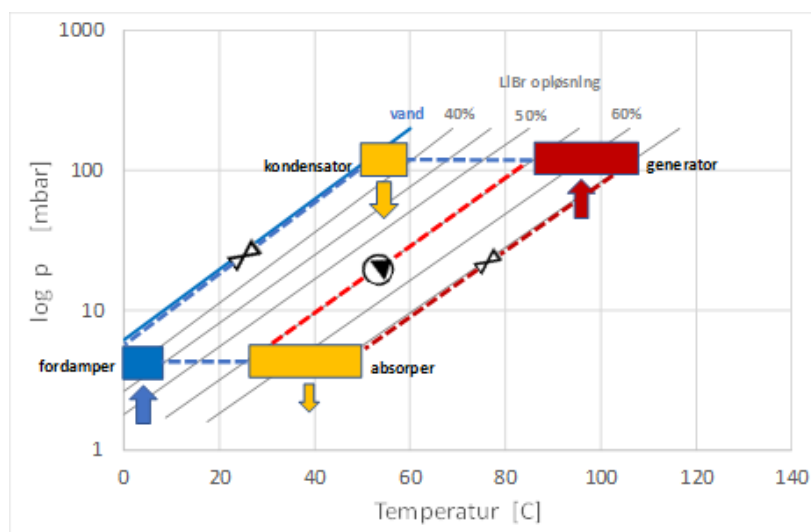
Endelig skal det nævnes, at ikke-eldrevne varmepumper (absorptionsvarmepumper) kan være aktuelle i visse sammenhænge, hvor afbrænding af en form for biomasse er drivmidlet. De nuværende typer designet for gasfyring har kapaciteter i området 340 kW til 2.700 kW og kan levere varmt vand op til 150 °C – altså også til dampproduktion. I Danmark er det specielt Danstoker, der tilbyder løsninger – og langt overvejende til fjernvarmeværker.

Mange absorptionsanlæg er ligesom hybridvarmepumpen baseret på NH<sub>3</sub> - H<sub>2</sub>O-blandingen, hvor NH<sub>3</sub> er det fordampende kølemiddel. Denne kombination anvendes fortrinsvis ved de lavere temperaturer til chiller eller lignende. Ved højere temperaturer, der er mere relevante for varmepumper, benyttes blandingen LiBr - H<sub>2</sub>O, hvor det er vand, der er det fordampende kølemiddel.

Hvorvidt absorptionsvarmepumper vil finde anvendelse til dampproduktion vil afhænge af den fremtidige udvikling i biobrændsler med hensyn til tilgængelighed, priser og afgifter.



Figur 6.13 Eksempel på absorptionsvarmepumpe (Hitachi-brochure).



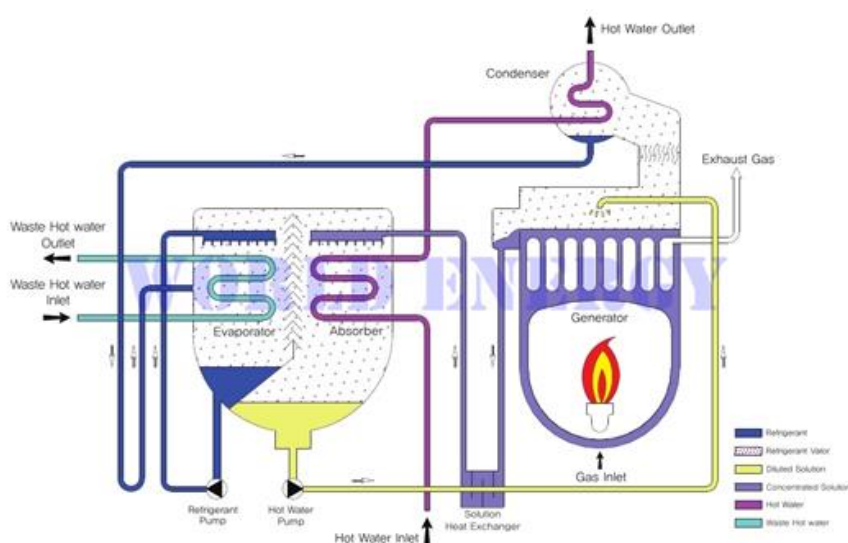
Figur 6.14 Princippet i absorptionsvarmepumpe. Den røde linje viser kredsen for LiBr-opløsningen, mens den blå linje viser kredsen for vandet.

Figur 6.14 viser kredsprocesserne i en absorptionsvarmepumpe. I dette tilfælde afgives varmen i kondensatoren ved ca. 50 °C; men anlæggene kan udformes til at operere ved overtryk og dermed til at aflevere varmen ved temperaturer op til ca. 150 °C.

I generatoren tilføres varme ved høj temperatur (f.eks. afbrænding af biomasse), hvorved der fordampes vand fra opløsningen. Koncentrationen af LiBr stiger dermed i opløsningen, og samtidig kondenseres



vanddampen i kondensatoren (og afgiver varme). Både vandet og LiBr-opløsningen ekspanderes til det lave tryk. Vandet fordamper på varmevekslerrør ved mætningstrykket, nogle få mbar, samtidig med at opløsningen optager vand igen. Når LiBr-opløsningen optager vand, afgives der varme, og koncentrationen af LiBr falder. Opløsningen pumpes tilbage til det højere tryk, og processen gentages.



Figur 6.15 Den praktiske opbygning af en absorptionsvarmpumpe med H<sub>2</sub>O – LiBr-blanding. I stedet for gasfyring vil det være fyring med biomasse (World Energy Co, Ltd).

Typiske COP-værdier ligger på ca. 1,7 ved levering af 95 °C varmt vand for et ettrinsabsorptionsanlæg. COP kan forbedres til omkring 2,3 for et tottrinsanlæg

## 6.2. Demoanlæg for dampproduktion

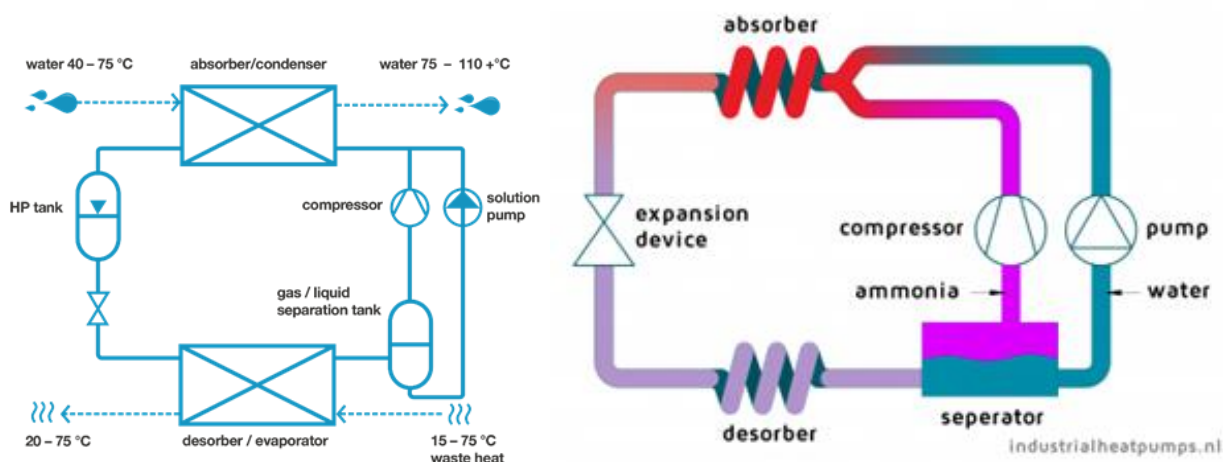
Der er installeret nogle anlæg, som af forskellige årsager endnu ikke er slået fuldt an kommercielt. Anlæggene har derfor mest karakter af demonstrationsanlæg, der benyttes til at indhente driftserfaringer med anlæggene. Det gælder specielt for alternative teknologier til de gængse, kompressorbaserede anlæg.



## 6.2.1. Hybridvarmepumpen

En af disse alternative teknologier er hybridvarmepumpen, som er en kombination af absorptionsanlæg og kompressoranlæg. Kølemidlet er en blanding af vand og ammoniak, og grundprincippet er, at mætningstemperaturen i denne blanding afhænger af koncentrationen af ammoniak i vandet.

Princippet i hybridvarmepumpen er skitseret i Figur 6.16. I absorber/kondensatoren er ammoniakkoncentrationen stor, og efter ekspansionsventilen vil ammoniak koge af. Blandingen af vand og ammoniak er ikke azeotrop, dvs. at kogepunktet afhænger af koncentrationen, så efterhånden som der koger mere og mere  $\text{NH}_3$  af, vil kogepunktet sænkes. Det modsatte sker så i kondensatoren/absorberen, hvor det fordampede  $\text{NH}_3$  komprimeres, og resten af blandingen pumpes. Den teoretiske fordel ved Lorentz-processen viser sig at være svær at realisere, da anlæggene ikke helt leverer procentvis den samme performance i forhold til det maksimale som Carnot-processerne. [18] nævner 40-44 % af det teoretisk ideelle, hvor traditionelle anlæg erfaringsmæssigt ligger på 55-60 %.



Figur 6.16 To skematiske fremstillinger af hybridprocessen med blanding af vand og  $\text{NH}_3$  [19].

Som det fremgår af Figur 6.16 (venstre), så er der tale om store temperaturglid på begge sider, så hybridvarmepumpen realiserer Lorentz-processen.

Hybridvarmepumpen er foreløbig installeret på fire anlæg i Norge og to i Danmark, hvor afgangstemperaturen ligger i området  $85\text{ }^\circ\text{C}$ - $100\text{ }^\circ\text{C}$ . Potentialet er teoretisk set væsentligt højere – helt op til  $150\text{ }^\circ\text{C}$ .

Svagheden ved anlægget er en relativt høj investering til etablering. Det er de dyreste komponenter fra et absorptionsanlæg, der er kombineret med den dyreste komponent fra et kompressionsanlæg. Men som det er vist i de tidligere beregninger, så kan den højere investering opvejes af bedre energiøkonomi i de tilfælde, hvor temperaturgliddet er stort og varmekildens temperaturniveau forholdsvis højt.



Figur 6.17 Hybridvarmepumpe installeret hos Arla, Videbæk, der leverer 85 °C varmt vand [1].

### 6.2.2. Varmepumpe baseret på Stirling-processen

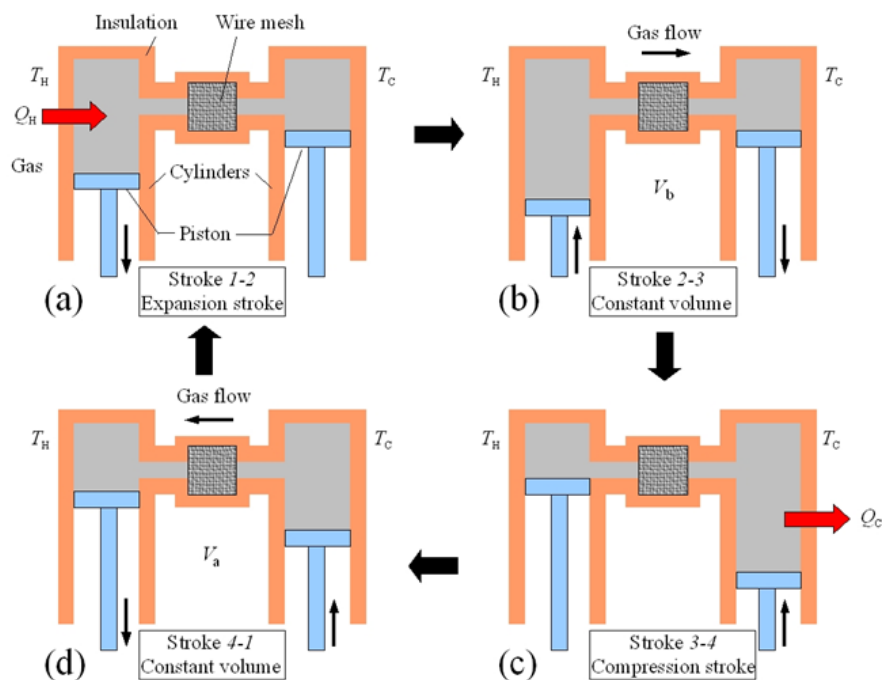
Stirlingprocessen benyttes også som en metode til at opnå temperaturer over 100 °C og nævnes ganske kort. Anlæg baseret på Stirling-princippet har været kendt i en årrække, og der har gennemgående været problemer med at opnå tilstrækkelig virkningsgrad i forhold til traditionelle varmepumpeanlæg, der bygger på faseskift. Princippet i Stirling-processen er vist i Figur 6.18.

Figur 6.18a viser situationen, hvor højre stempel holdes konstant, mens venstre stempel bevæger sig ned og derved sænker trykket. Samtidig tilføres energi, så volumenforøgelsen bliver større, end den ellers ville være – dvs. processen fra 1 til 2 på Figur 6.19.

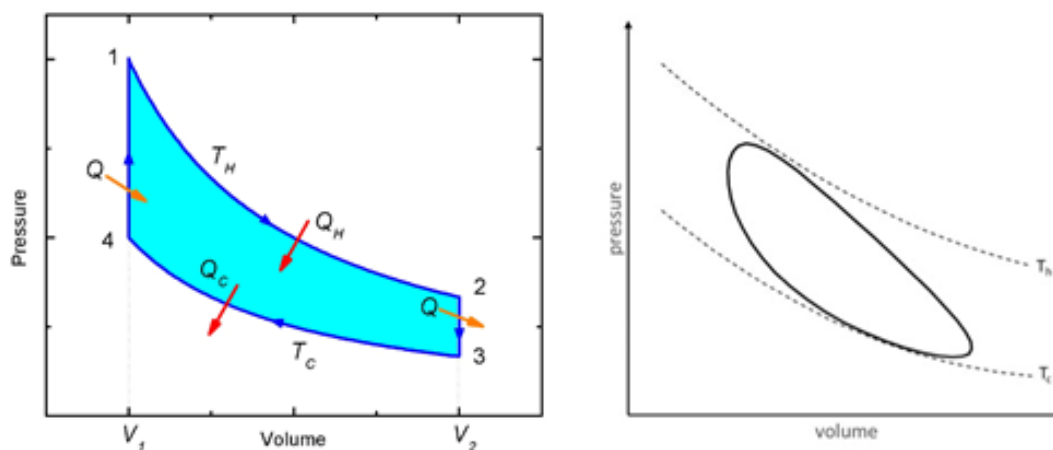
Næste trin, Figur 6.18b, er at åbne mellem de to kamre og flytte gassen over til højre cylinder ved at sænke stemplet i højre cylinder, mens det hæves i den venstre, så volumen holdes konstant. Ved ekspansionen afgives energi, og det samlede tryk falder.

Figur 6.18c viser processen, hvor der afgives varme, samtidig med at højre stempel hæves, så trykket stiger, og volumen formindskes som vist Figur 6.19 fra 3 til 4.

Endelig viser Figur 6.18d, at gassen flyttes tilbage til venstre cylinder, samtidig med at trykket hæves – dvs. der tilføres energi.



Figur 6.18 De fire delprocesser i varmepumpen efter Stirling-processen.



Figur 6.19 Tilsvarende diagram for mediet (He). Den ideelle proces til venstre og den reelle til højre. Tallene på figuren refererer til de tilsvarende tilstande i Figur 5.30.

Varmepumpen SPP HighLift er mere traditionelt baseret på helium som medie og er udviklet til varmekilder mellem 0 og 120 °C og har bedst virkningsgrad, når varmen afleveres ved en temperatur i området 100-183 °C. Der er installeret tre af disse varmepumper i et mejeri, TINE, i Norge [20].

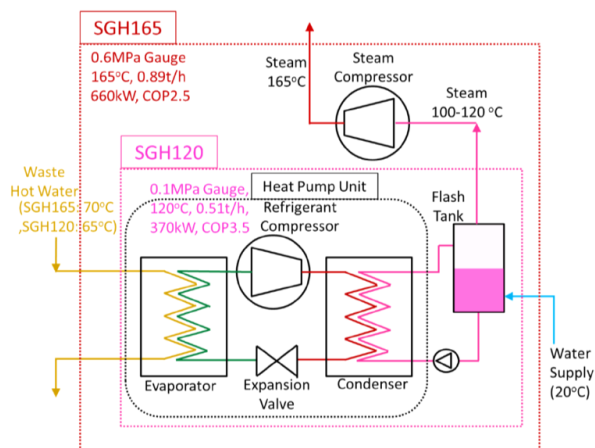
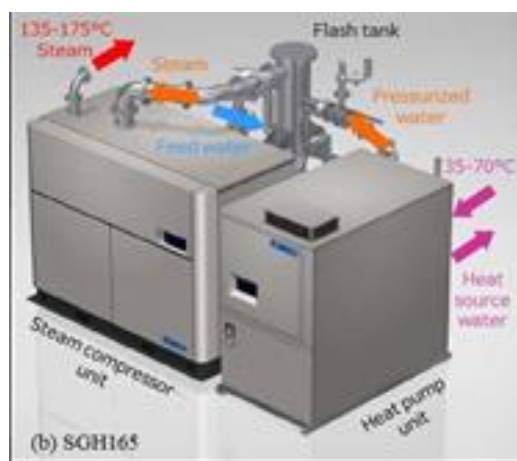




Figur 6.20 Stirling-anlæg fra SPP HighLift (nu Olovondo).

### 6.2.3. Kobelcos RGH 165

Anlægget RGH 165 fra Kobe Steel (Kobelco) kan levere vand ved 165 °C, men eksporteres endnu ikke. Anlægget er dog installeret i et begrænset antal anlæg som demoanlæg og som field test.



Figur 6.21 Kobelcos SHG165-varmepumpe kan levere damp op til ca. 165 °C.

Varmepumpen er opbygget som et kaskadeanlæg med R245- og R134a-varmepumpe op til 125 °C og derefter en modificeret skruekompressor fra Kobe Steels program med damp som medie til at hæve temperaturen til 165 °C [21]. Der rapporteres om COP på ca. 2 ved et temperaturløft på ca. 100 °C [22].



### 6.3. Prototyper, udviklingsprojekter og udviklingstendenser

Som tidligere nævnt er der internationalt en række varmepumpeteknologier på vej i varierende grad af kommerialisering. Et udvalg af disse beskrives i dette afsnit. Der er generelt tre forskellige tilgange til denne række af udviklingsprojekter:

1. En gruppe af prototyper forsøger at udvikle nye syntetiske kølemidler, der kan håndtere de højere temperaturer med det nuværende hardware – evt. med små modifikationer. Anlæg baseret på kulbrinter har en lignende tilgang.
2. En anden gruppe forsøger at opnå højere temperaturer på eksisterende udstyr ved at forstærke og forbedre det nuværende hardware til de kendte kølemidler, så varmepumperne kan håndtere de høje temperaturer og de dertilhørende højere tryk. Det gælder for specielt CO<sub>2</sub> og NH<sub>3</sub>.
3. Den sidste gruppe forsøger at udvikle nyt hardware til de højere temperaturer med teknologier eller kølemidler, der ellers ikke anvendes i køleindustrien. Det gælder f.eks. turbo- og skruekompressorer til vand som kølemiddel samt f.eks. hybridvarmepumpe og Stirling-varmepumpe.

Reference	Model	Refrig.	$T_{Heat\ Sink}$ [°C]	$T_{Heat\ Source}$ [°C]	$\Delta T$ [K]	Comp. type	$Q_{heat}$ [kW]	COP
Kobelco	SGH 165	HFC-245fa	165	70	55	Twin screw + steam compressor	70-660	2.5
Vickings Heating Engines AS	Heat Booster	HFO-1336mzz(Z)	150	90	60	Reciprocating	28 – 188	4.0
Rank	Rank®HP	HCFO-1233zd(E)	150	100	50	Twin screw	100-500	4.17*
Hybrid Energy	Hybrid Heat Pump	Ammonia	120	40	60	Reciprocating	250-2500	4.5
Mayekawa	Eco Sirocco	Carbon dioxide	120	25	95	Screw	65 – 90	2.9
Ochsner	IWWDS	HFC-134a/HFC-245fa	130	-	-	Screw	170-750	-
	IWDS 330 ER3	HFC-134a/HFC-245fa	105	50	55	Screw	100 – 350	2.7
Combitherm	Sonderanfertigung	HFC-245fa	100	50	50	Reciprocating	20 – 300	3.2
Friotherm	Unitop 22	HFO-1234ze(E)	95	34	60	Turbo (2 stage)	600-3600	3.5
Star Refrigeration	Neatpump	Ammonia	90	50	40	Screw	350-15000	3.5
Johnson Controls	HeatPAC HPX	Ammonia	90	30	51	Reciprocating	326 – 1324	4.0

\* COP at 90 °C of heat source and 120 °C of heat sink

Figur 6.22 Oversigt over varmepumper, som er kommercielt tilgængelige i et begrænset omfang eller er demoanlæg.



Desuden er der udviklet typer, der ikke eksporteres til det danske marked som f.eks. Kobe Steel's SGH, som indeholder kølemidlet R245 på det laveste trin.

Der bliver løbende udarbejdet oversigter over de forskellige initiativer, der er på vej, og som er på forskellige stadier af udvikling og kommercialisering. Et eksempel er Figur 6.22, som viser et udvalg af kommercielle prototyper med beskrivelse af firma, kølemiddel, kompressortechnologi og temperaturområde.

### 6.3.1. Varmepumper baseret på lav-GWP-kølemidler (HFO'er)

På grund af restriktionerne på ODP og GWP-faktorerne, er det HFO-kølemidlerne med lav GWP, der er det foretrukne kølemiddel blandt de syntetiske kølemidler, og generelt nævnes HCFO-1233zd(E), HCFO-1224yd(Z) og HFO-1336mzz(Z) som favoritterne inden for den begrænsede mængde af kemiske kombinationsmuligheder.

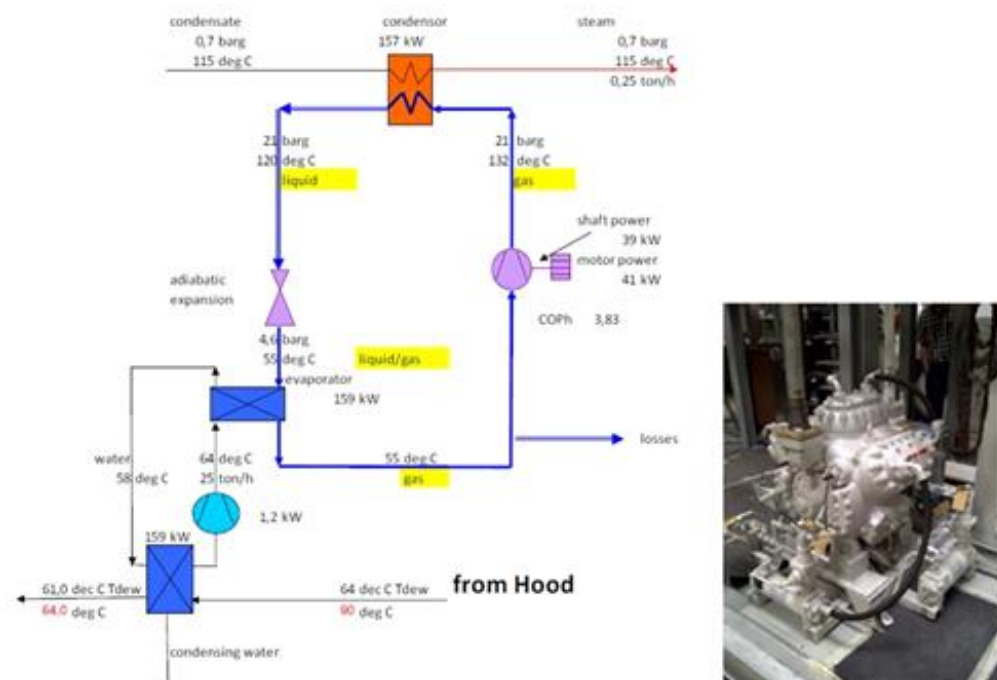
Varmepumperne til disse kølemidler opbygges som relativt traditionelle ettrinskredse med enten stemmel-, scroll- eller skruekompressorer – altså en teknologi, der tryk- og udstyrmæssigt ligger tæt på kendt teknologi. Udfordringerne ligger i materialevalg, brugbare olier, temperaturudvidelse m.m. For denne type anlæg er der udviklingsarbejde i gang op til ca. 160 °C forsyningstemperatur, hvilket også skønnes at være den øvre grænse for denne familie af kølemidler [16]. Kapaciteterne er foreløbigt på 2-300 kW.



Figur 6.23 Et eksempel på en R1234ze(E)-varmepumpe fra Viessmann (Viessmann-brochure) til venstre. Til højre et anlæg fra Viking, der anvender 1336mzz(Z) og kan nå 150 °C.

### 6.3.2. Varmepumper baseret på kulbrinter

For kulbrintekølemidlernes vedkommende er der udviklet prototyper baseret på R600 (butan) og R601 (pentan) for temperaturer over 100 °C med den hardware, der også principielt benyttes til R290 (propan).



Figur 6.24 Prototypewarmepumpe fra IBK (NL) til produktion af damp ved ca. 115 °C baseret på R600 (butan) installeret ved papirfabrik [23].

Problemstillingerne er stort set de samme for kulbrinter, som de er for de syntetiske HFO-kølemidler, da stofegenskaber som densitet, tryk og temperaturer er nogenlunde i samme område. Butan har dog klassificeringen A3. Dvs. at det er brændbart (eksplosivt), hvilket kræver specielle foranstaltninger som f.eks. ATEX. De termodynamiske egenskaber er udmærkede, og der kan opnås COP-værdier, der ligger fuldt på højde med eller højere end de konkurrerende syntetiske kølemidler.

### 6.3.3. Kuldioxid, omvendt Brayton-proces

Varmepumper, der benytter CO<sub>2</sub> som kølemiddel, hører til gruppen, der forsøger at tilpasse udstyret – det vil i første omgang sige kompressorer – til at håndtere de højere temperaturer. Indtil videre fastholdes det nuværende maksimale anlægstryk på ca. 130 bar, hvor der så opnås højere temperaturer ved hjælp af forøget overhedning inden kompressionen. Det sker f.eks. ved intern varmeveksling i den aktuelle anvendelse eller proces.



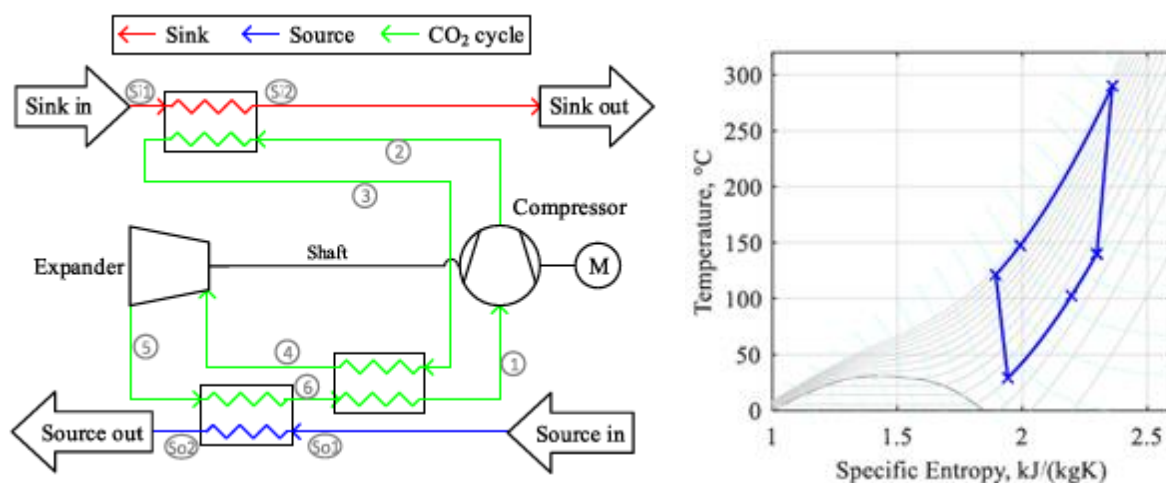
Figur 6.25 Til venstre er vist en høj temperaturvarmepumpe fra Mayekawa (MYCOM), der kan levere 120 °C varm luft.

Som tidligere nævnt er COP for den transkritiske proces umiddelbart dårligere end den traditionelle med fordampning og kondensering, medmindre der er tale om store temperaturglid.

I de tilfælde hvor varmekildens temperatur overstiger den kritiske temperatur for CO<sub>2</sub>, på 31 °C, vil begge sider af varmepumpen være i det overkritiske område, og processen vil være en ren gasproces som vist på Figur 6.26 til højre (omvendt Brayton). I det viste eksempel opvarmes kølemidlet fra 140 °C til 280 °C på varmeoptagersiden, mens varmekilden afkøles fra 120 °C til 30 °C.

I den situation kan COP forbedres ved at udnytte ekspansionsenergien i en turbine som tilskud til kompressionsarbejdet – den såkaldte omvendte Brayton-proces. Kompressionsarbejdet genanvendes dermed delvist i turbinen til at drive kompressoren. Den viste proces er lukket, så der er tale om en egentlig kredsproces.

Ligesom ved andre kredsprocesser afhænger effektiviteten (COP) af kredsprocessen af de aktuelle driftskonditioner. Den omvendte Brayton-proces er undersøgt i forbindelse med nogle casestudier, hvor varmekilden til processen i den ene case var 110-60 °C, og varmen blev afleveret ved 150-290 °C [24]. I dette tilfælde blev COP-værdien beregnet til ca. 1,7 med R-744 (CO<sub>2</sub>) som kølemiddel.



Figur 6.26 Skitse af omvendt Brayton-proces med direkte koblet ekspander og kompressor.

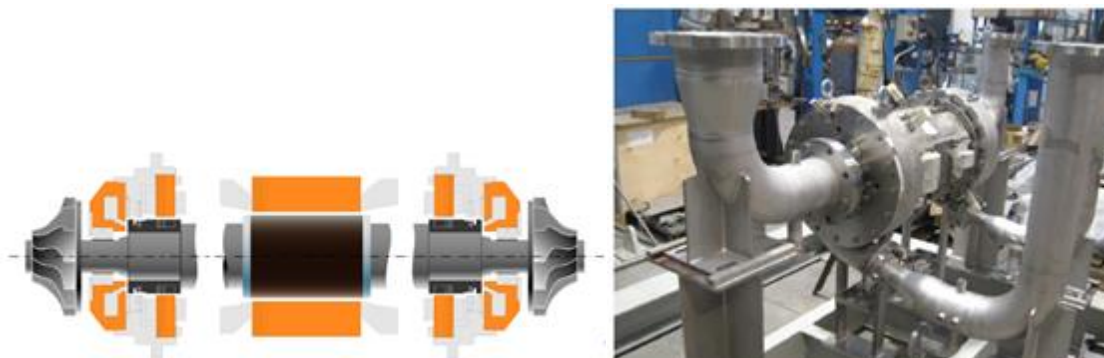
Fordelene ved den omvendte Brayton-proces er, at den kan frembringe temperaturer, der er så høje, at alle gængse temperaturniveauer (damptryk) til industrielle processer kan dækkes. Desuden er Brayton-processen velegnet til de store varmeeffekter, der normalt er nødvendige i industrielle sammenhænge. MAN markedsfører f.eks. et anlæg med en effekt på 7,5 MW, hvilket svarer til en middelstor dampkedel.

#### 6.3.4. Varmepumper baseret på vand (dampkompression)

Johnson Controls har udviklet en varmepumpe, der er en modificeret version af deres turbochiller, der normalt anvendes til syntetiske HFC-kølemidler [25], og som anvender vand som kølemiddel. De nødvendige ændringer og modifikationer blev gennemført, og varmepumpen er testet hos EDF i Paris, men der er ikke installeret demonstrationsanlæg endnu.

I Danmark er der flere igangværende udviklingsprojekter med vanddamp som medie eller kølemiddel – heraf to der fokuserer på turbokompressorer, som typisk giver et temperaturløft på 25-30 °C pr. kompressor. På grund af den lave atommasse for vand, så kræves der et forholdsvist højt trykforhold af turbokompressoren og dermed relativt høje omdrejningstal.

Rotrex har valgt at benytte deres specielle planetgear til at opnå rotationshastigheder på ca. 70.000 rpm [26]. Figur 6.28 **Error! Reference source not found.** viser en prototype designet til at komprimere damp fra 100-120°C svarende til en kapacitet på ca. 450 kW.



Figur 6.27 Totrinsdampkompressor baseret på JCI's turbochiller unit med magnetiske lejer. Billede fra testopstilling [25].

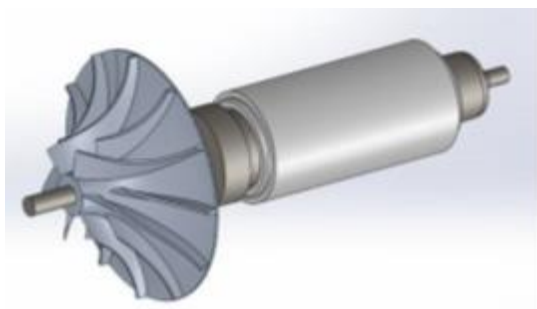


Figur 6.28 Rotrex-kompressor til DryF-projektet (SINTEF).

CSTechcom er i gang med at udvikle en version med direkte drevet højhastighedsmotor og gør dermed brug af den udvikling, der er sket med hensyn til den type motorer. Rotationshastigheden er i dette tilfælde 95.000 rpm, og temperaturløftet er fra 80 °C til 110 °C med en kapacitet på 200 kW. Fordelen ved denne tilgang med direkte drevet kompressor vil være et mindre mekanisk tab og optimale muligheder for at tilpasse kompressordesignet til den aktuelle anvendelse med bedst mulig virkningsgrad.

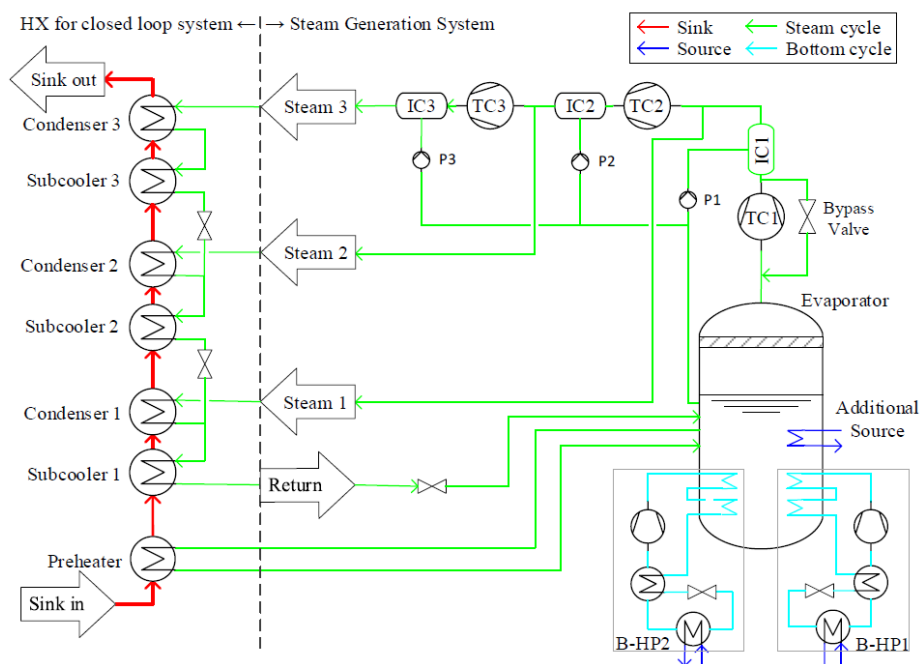
For at opnå det nødvendige, højere temperaturniveau er der derfor de senere år undersøgt andre elektrisk drevne kredsprocesser. Heriblandt er der foretaget analyse af dampkompression med seriekoblede turbokompressorer [26], [27].





Figur 6.29 CSTechcom-kompressor direkte drevet af højhastighedsmotor.

Figur 5.26 viser en tretrinsekaskadevarmepumpe, der var baseret på vanddampkompression. Som det ses, er der i det viste system udtag for hvert af de tre tryktrin, og det er muligt at opvarme en separat processtrøm ved hvert tryktrin eller opvarme én fælles processtrøm (som vist).



Figur 6.30 Vanddampkompression i tre trin.

Varmekilden til systemet er en vandtank, hvortil varme tilføres i lukkede coils i bunden af tanken. Systemet kan designes som et åbent system, hvor dampen direkte indsprøjtes i processtrømmene, eller som et lukket system, hvor dampen kondenseres og underkøles, før den returneres til den centrale fordampner.





I den viste illustration er temperaturen i tanken 90 °C for at holde kompressorernes volumenstrømningshastighed på et rimeligt niveau. Ved denne kildetemperatur kan der opnås temperaturer på over 200 °C. Det viste koncept er velegnet til de store varmeeffekter, der normalt er nødvendige i industrielle sammenhænge.

Endelig er der startet et ELFORSK-projekt med henblik på at få udviklet en højtemperaturvarmepumpe i samarbejde med Hamburg Vacuum, Tyskland og KRAL, Østrig. Teknologien er baseret på en spindelkompressor kendt fra vakuumpumper og bliver videreudviklet til anvendelse med vanddamp. Kompressoren er designet til at løfte temperaturen fra 110 °C til 230 °C med en kapacitet på 130 kW. Der benyttes direkte vandindsprøjtning i kompressionen for at reducere trykgastemperaturen og forbedre virkningsgraden yderligere.



Figur 6.31 Spindelkompressor fra Hamburg Vakuu/KRAL, der har temperaturløft fra 110 °C til 230 °C med en kapacitet på 130 kW.

### 6.3.5. Magnetisk varmepumpe

Endelig kan nævnes en potentiel fremtidig varmepumpeproces, der er under udvikling. Foreløbig er den på laboratoriebasis, men måske kan den på sigt vise sig at blive konkurrencedygtig. Princippet bygger på den såkaldte magnotermeriske effekt, hvor visse materialer stiger i temperatur, når de påtrykkes et kraftigt magnetfelt. De temperaturstigninger, der er tale om, ligger i området 5-10 °C – dvs. større temperaturløft kræver serieforbindelse.

Kredsprocessen består så af:

a-b: Magnetfeltet påtrykkes, og temperaturen stiger 5-10 °C.

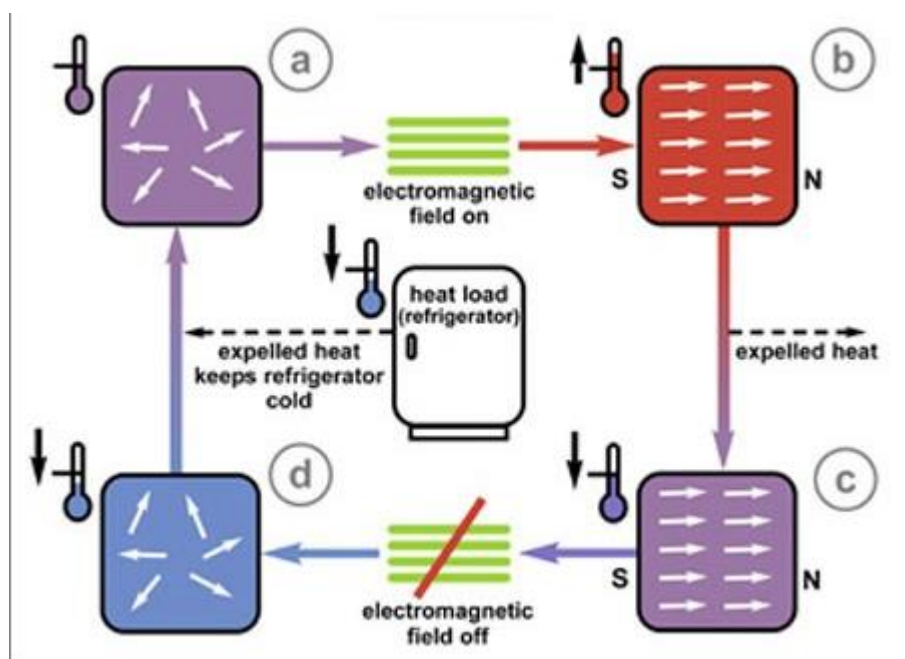
b-c: Materialet afkøles stadig med påtrykt magnetfelt.

c-d: Magnetfeltet fjernes, og derved falder temperaturen 5 -10 °C.

d-a: Materialet opvarmes stadig uden magnetfelt.



Der er en række praktiske problemstillinger angående varmeledning, overført effekt, materialevalg, osv., der skal løses, for at teknologien på et tidspunkt kan få udbredelse. Udover denne metode er der en tilsvarende effekt ved deformation i stedet for magnetisk felt.



Figur 6.32 Princippet i en magnetisk varmepumpe, hvor temperaturen i materialet afhænger af, om der er et magnetfelt eller ej [29].

## 7. Beregnings- og designværktøjer for dampsystemer

### 7.1. Dampberegningværktøj

Som en del af projektet er der udviklet et nyt værktøj til behovsafdækning for dampforbrugende systemer. Udgangspunktet for beregningerne med værktøjet er data om de dampforbrugende processer som f.eks. produktmængder, temperaturer og cyklustider. Værktøjet anvendes til at bestemme de faktiske dampforbrug for de enkelte processer for på den måde at bestemme det reelle, fremtidige dampbehov samt at bestemme det nuværende omtrentlige tab i kedel- og distributionssystem. Værktøjet indeholder en database over et meget stort antal gængse materialer og produkter, så det er enkelt for brugeren at fastslå værdier for de aktuelle produkter, der er i anvendelse på den enkelte virksomhed.

Det kan være nødvendigt at foretage supplerende registreringer og målinger for at opnå valide data til beregning af processernes dampbehov.



Værktøjet kan anvendes både til analyse af eksisterende anlæg og ved planlægning af nyanlæg. Beregningsværktøjet er udført i MS Excel.

### 7.1.1. Beregningseksempel

I værktøjet kan der indtastes data for op til otte delprocesser. I dette eksempel indgår der tre delprocesser.

Det første, der skal indtastes, er – som vist i Figur 7.1 – driftstiden, antal batches og opvarmningstiden.

Data	Enhed	Proces 1	Proces 2	Proces 3
Driftstid	timer/døgn	19,5	19,5	19,5
Antal batches	stk./time	5,5	0,1	5,5
Opvarmningstid	sek	240,0	240,0	240,0

Figur 7.1 Indtastning af data for tre delprocesser.

Herefter skal der indtastes data for faststofferne i de enkelte processer. Varmefylden er et af de data, der skal indtastes. Ved at klikke på "Varmefylde Cp" får man en tabel, som vist i

Stofværdier		<a href="https://www.engineeringtoolbox.com/heat-capacity-d_338.html">https://www.engineeringtoolbox.com/heat-capacity-d_338.html</a>		
Specifik varmekapacitet				
Mad og fødevarer	Over frysepunktet kJ/kg*K	Under frysepunktet kJ/kg*K	Almindeligt anvendte faste stoffer kJ/kg*K	
Aborre	3,43	1,72	, lys	1
Abrikoser, Frisk	3,68	1,8	, sand	0,9
Agurk	4,1	1,88	Agat	0,8
Ananas, frisk	3,68	1,8	Aluminium bronze	0,44
Ananas, juice	3,77	1,8	Aluminium, 0oC	0,87
Ananas, skåret eller knust	3,43	1,72	Antimon	0,21
Appelsiner, friske	3,77	1,8	Apatite (Apatite)	0,84
Appelsinjuice	3,73	1,8	Arsen	0,35
Artiskokker	3,64	1,76	Asbest cement bord	0,84
Asparges	3,94	1,88	Asbest mølle bord	0,84
Asparges bønner	3,68	1,8	Asfalt	0,92
Aubergine	3,94	1,88	Aske	0,84
Avocadoer	3,01	1,55	Augite (Augite)	0,8

Figur 7.3, frem. Her ses specifikke varmekapaciteter for en lang række faste stoffer.

Faststof				
Faststof pr. batch	kg/batch	300	206	65
Varmefylde Cp	kJ/kg*K	3,7	3,7	1,5
Start temperatur	°C	3,0	3,0	20,0

Figur 7.2 Indtastning af data for faststofferne.



Herefter skal der indtastes data for væskerne i de enkelte processer. Varmefylden er et af de data, der skal indtastes. Ved at klikke på "Varmefyldte Cp" får man en tabel, som vist i Figur 7.5, frem. Her ses specifikke varmekapaciteter for en lang række væsker.

Endelig skal der, som vist i Figur 7.6, indtastes data for procesudstyret.

Stofværdier [https://www.engineeringtoolbox.com/heat-capacity-d\\_338.html](https://www.engineeringtoolbox.com/heat-capacity-d_338.html)

Specifik varmekapacitet

Mad og fødevarer	Over frysepunktet kJ/kg*K	Under frysepunktet kJ/kg*K
Aborre	3.43	1.72
Abrikoser, Frisk	3.68	1.8
Agurk	4.1	1.88
Ananas, frisk	3.68	1.8
Ananas, juice	3.77	1.8
Ananas, skåret eller knust	3.43	1.72
Appelsiner, friske	3.77	1.8
Appelsinjuice	3.73	1.8
Artiskokker	3.64	1.76
Asparges	3.94	1.88
Asparges bønner	3.68	1.8
Aubergine	3.94	1.88
Avocadoer	3.01	1.55

Almindeligt anvendte faste stoffer	kJ/kg*K
lys	1
sand	0.9
Agat	0.8
Aluminium bronze	0.44
Aluminium, 0oC	0.87
Antimon	0.21
Apatite (Apatite)	0.84
Arsen	0.35
Asbest cement bord	0.84
Asbest mølle bord	0.84
Asfalt	0.92
Aske	0.84
Augite (Augite)	0.8

Figur 7.3 Database med data for faststoffer.

Væske

Væske pr. batch	kg/batch (i middel)	12	25	195
Varmefyldte Cp	kJ/kg*K	4.2	4.2	4.2
Start temperatur	°C	10.0	10.0	10.0
Slut temperatur	°C	90.0	62.0	65.0



Figur 7.4 Indtastning af data for væskerne.

Retur til data	
Almindelige væsker	
	kJ/kg·K
Eddikesyre	2,043
Acetone	2,15
Alkohol, ethyl 104oF (ethanol)	2,72
Alkohol, ethyl 32oF (ethanol)	2,3
Alkohol, methyl, 40 - 50oF	2,47
Alkohol, methyl, 60 - 70oF	2,51
Alkohol, propyl	2,37
Ammoniak, 104oF	4,86
Ammoniak, 176oF	5,4
Ammoniak, 212oF	6,2
Ammoniak, 238oF	6,74
Ammoniak, 32oF	4,6
Anilin (Anilin)	2,18

Figur 7.5 Database med data for væsker.

Procesudstyr			
Procesudstyrets vægt	kg	300	300

Figur 7.6 Indtastning af dataprocesudstyret.

På baggrund af indtastningerne af data vedr. de faste stoffer, væskerne og procesudstyret foretages en lang række energiberegninger (mellemberegninger), som leder frem til en beregning af det samlede nettoenergiforbrug pr. uge.

Ved at indtaste energiforbruget (brændsel) pr. uge, får man beregnet totalvirkningsgraden for dampsystemet.



Energiforbrug				
Opvarmning fast stof	kj	96.570,0	44.969,8	4.387,5
	kWh	26,8	12,5	1,2
Opvarmning væske	kj	4.032,0	5.460,0	45.045,0
	kWh	1,1	1,5	12,5
Opvarmning processtyr	kj	10.656,0	6.926,4	7.326,0
	kWh	3,0	1,9	2,0
Total	kj/batch	111.258,0	57.356,2	56.758,5
	kWh/batch	30,9	15,9	15,8
Netto energi pr. døgn	kj/døgn	11.932.420,5	111.844,6	6.087.349,1
	kWh/døgn	3.314,6	31,1	1.690,9
Netto energi pr. uge	kj/uge	59.662.102,5	559.223,0	30.436.745,6
	kWh/uge	16.572,8	155,3	8.454,7
Netto energi pr. uge, i alt	kWh/uge	27.701,1		
Energiforbrug, brændsel	kWh/uge	50.000,0		
Totalvirkningsgrad, damp	%	0,55		

Figur 7.7 Beregning af det samlede nettoenergiforbrug pr. uge.

Herefter skal man indtaste data for den eksisterende gaskedel. Det drejer sig om kedlens ydelse i kW. På baggrund af denne ydelse beregnes investeringen. Endvidere skal restlevetiden for kedlen indtastes. Restlevetiden anvendes til beregningen af kedlens afskrivning.

Gaskedel		
Ydelse	kW	600
Investering	kr.	692.105
Restlevetid for kedel	år	10,0

Figur 7.8 Data for den eksisterende gaskedel.

Der skal nu indtastes data for varmepumpen. Det drejer sig om fordampnings- og kondenseringstemperaturen. På baggrund af disse inddata bliver den gennemsnitlige COP-værdi for varmepumpen beregnet.

En samtidighedsfaktor for processerne skal endvidere indtastes. Samtidighedsfaktoren er et udtryk for, hvor stor en del af den maksimale ydelse for alle processerne, der vil optræde samtidig.

Ydelsen, investeringen og elforbruget pr. uge bliver herefter beregnet.



Varmepumpe		
Driftskonditioner - evap/cond	°C	25,0 - 130,0
COP gennemsnit	-	2,30
Samtighedsfaktor	-	0,40
Ydelse	kW	375,6
Investering	kr./kW	10.375
	kr.	3.897.145
Elforbrug pr. uge	kWh/uge	12.023,0

Figur 7.9 Data for varmepumpen.

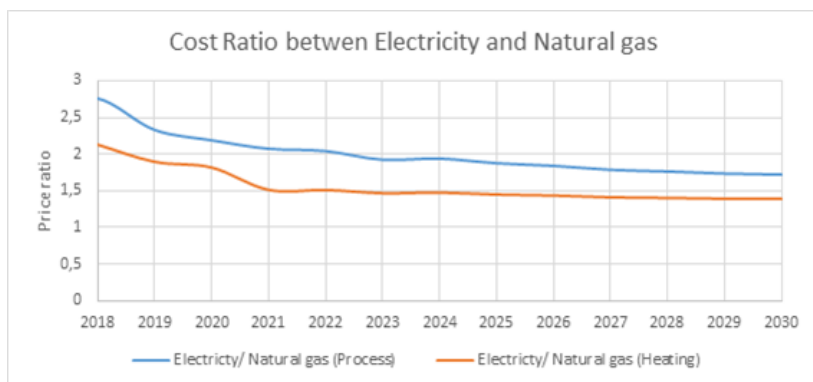
Ved at indtaste en brændselspris og en elpris bliver besparelsen i kroner pr. uge og den simple tilbagebetalingstid beregnet.

Driftøkonomi		
Pris, brændsel	kr./kWh	0,22
Pris, el	kr./kWh	0,45
Pris brændsel pr. uge	kr./uge	11.000
Pris el pr. uge	kr./uge	5.410
Besparelse pr. uge	kr./uge	5.590
Simple tilbagebetaling	år	12,2

Figur 7.10 Beregning af besparelsen i kroner pr. uge og den simple tilbagebetalingstid.

## 7.2. Energiøkonomisk værktøj

Der er løbende lavet en del analyser, udredninger og planer for udviklingen inden for den fremtidige energiforsyning. En af de vigtigste parametre er prisforholdet mellem gas og el i forbindelse med, at vi kan forvente en øget elektrificering af de industrielle processer, som vil være et middel til at opnå de ønskede reduktioner i CO<sub>2</sub>-udledningen.



Figur 7.11 Forventet forhold mellem gaspriser og elpriser. [28].

Det viste forhold mellem priserne betyder overordnet, at så længe COP-faktoren er bedre end dette forhold mellem el og gas, så vil de løbende udgifter til energi falde i forhold til det nuværende forbrug. Det betyder, at selv de varmepumper, der henter energien fra omgivelserne, f.eks. udeluften, og som hæver temperaturen til f.eks. 130 °C (damp ved 3 bar), vil have lavere løbende energiodgifter end med det nuværende system med naturgas. Såfremt energien hentes ved en højere temperatur, vil det medføre yderligere forbedring i forhold til det nuværende niveau.

**Input til anlæg**

Antal drift timer pr år	2500 [timer/år]
Kapacitet	610 [kW]
Damp produktion	1017 [kg/h]
Kedel virkningsgrad incl dlv tab	0,6
VP virkningsgrad itt ideel Carnot	0,6
Afskrivnings periode	5 [år]

Calculate

Betale for varme

ja  
 nej

**Investering**

VP (Carnot)	VP (Lorenz)	Elpatron eller Elkedel	Naturgas kedel	Biogas kedel	Biomasse kedel
3000 [DKKKW]	4500 [DKKKW]	390 [DKKKW]	1000 [DKKKW]	1100 [DKKKW]	2600 [DKKKW]

**Energi priser**

El	Varme	Naturgas	Biogas	Biomasse kedel
0,45 [DKKKWh]	0,25 [DKKKWh]	0,22 [DKKKWh]	0,55 [DKKKWh]	0,26 [DKKKWh]

**Afskrivning pr år**

VP (Carnot)	VP (Lorenz)	Elpatron eller Elkedel	Naturgas kedel	Biogas kedel	Biomasse kedel
368 [DKKKår]	540 [DKKKår]	36,6 [DKKKår]	122 [DKKKår]	134,2 [DKKKår]	317,2 [DKKKår]

**Driftsudgifter pr år**

VP (Carnot)	VP (Lorenz)	Elpatron eller Elkedel	Naturgas kedel	Biogas kedel	Biomasse kedel
350,3 [DKKKår]	299,6 [DKKKår]	686,3 [DKKKår]	559,2 [DKKKår]	838,8 [DKKKår]	396,5 [DKKKår]

**Total udgifter pr år**

VP (Carnot)	VP (Lorenz)	Elpatron eller Elkedel	Naturgas kedel	Biogas kedel	Biomasse kedel
716,3 [DKKKår]	848,6 [DKKKår]	722,9 [DKKKår]	681,2 [DKKKår]	973 [DKKKår]	713,7 [DKKKår]

**Energiudgift pr kg damp**

VP (Carnot)	VP (Lorenz)	Elpatron eller Elkedel	Naturgas kedel	Biogas kedel	Biomasse kedel
0,144 [DKKKkg-damp]	0,216 [DKKKkg-damp]	0,014 [DKKKkg-damp]	0,048 [DKKKkg-damp]	0,053 [DKKKkg-damp]	0,125 [DKKKkg-damp]
0,138 [DKKKkg-damp]	0,118 [DKKKkg-damp]	0,270 [DKKKkg-damp]	0,220 [DKKKkg-damp]	0,330 [DKKKkg-damp]	0,156 [DKKKkg-damp]
0,282 [DKKKkg-damp]	0,334 [DKKKkg-damp]	0,284 [DKKKkg-damp]	0,268 [DKKKkg-damp]	0,383 [DKKKkg-damp]	0,281 [DKKKkg-damp]

$T_{sink, out} = 135 [C]$   
 $T_{sink, in} = 117,2 [C]$   
 $T_{source, in} = 20 [C]$   
 $T_{source, out} = 110 [C]$   
 $T_{source} = 14,97 [C]$   
 $COP_{Carnot, real} = 1,96$   
 $COP_{Lorenz, real} = 2,29$

Figur 7.12 Eksempel på estimering af den forventede pris pr. produceret kg damp for forskellige energikilder (EES-model).





Investeringen i varmepumper er dog væsentligt højere end investeringen i gaskedler. Da der er tale om langsigtede investeringer, vil afskrivningsprisen principielt afhænge en del af forudsætningen om renteniveau. Forudsigelserne for renteniveauet de kommende år er dog fortsat et meget, meget lavt niveau. For at give et overblik over mulige scenarier er der udarbejdet en model i projektet til sammenligning af forskellige energikilder, og modellen er benyttet til at vise ni eksempler på forskellige, repræsentative driftsforhold til at give et fingerpeg om konsekvenserne. Der er kun tale om overordnede beregninger. I de konkrete tilfælde skal der foretages mere detaljerede beregninger.

I de ni eksempler er det antallet af årlige driftstimer og varmekildens temperatur, der er varieret, mens alle andre variable er holdt fast.

Eksempel	Antal driftstimer/år	Varmekilde afkøling	Varmeoptager opvarmning
1	2500	100 → 80	100 → 135
2	5000	100 → 80	100 → 135
3	8000	100 → 80	100 → 135
4	2500	60 → 40	100 → 135
5	5000	60 → 40	100 → 135
6	8000	60 → 40	100 → 135
7	2500	20 → 10	100 → 135
8	5000	20 → 10	100 → 135
9	8000	20 → 10	100 → 135

Figur 7.13 Input til de ni gennemregnede eksempler.

Fælles forudsætninger for alle eksemplerne har været en afskrivningsperiode på 10 år samt de investerings- og energipriser, der er vist i Figur 7.14.

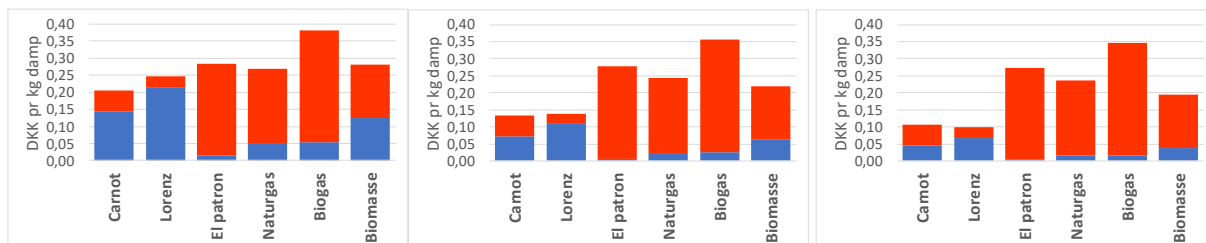
#### Investering

VP (Carnot)	VP (Lorenz)	Elpatron eller Elkedel	Naturgas kedel	Biogas kedel	Biomasse kedel
3000 [DKK/kW]	4500 [DKK/kW]	300 [DKK/kW]	1000 [DKK/kW]	1100 [DKK/kW]	2600 [DKK/kW]

#### Energi priser

El	Varme	Naturgas	Biogas	Biomasse kedel
0,45 [DKK/kWh]	0,25 [DKK/kWh]	0,22 [DKK/kWh]	0,55 [DKK/kWh]	0,26 [DKK/kWh]

Figur 7.14 Fælles forudsætninger i de ni eksempler.

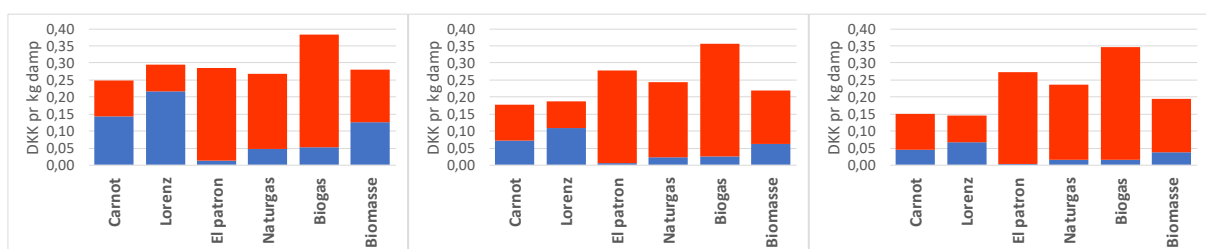


Figur 7.15 Eks.1 til Eks. 3 – udgifter til damproduktion. Afkøling af varmekilden fra 100 °C til 80 °C og damproduktion ved opvarmning fra 100 °C til 135 °C. Afskrivningsperiode på fem år og antal driftstimer hhv. 2500, 5000 og 8000 pr. år. Blå er investering, rød er driftsudgifter.

De tre eksempler viser, at når det er muligt at hente energien til varmepumpen ved det høje niveau på ca. 80 °C, så er det under alle omstændigheder en fordel at indsætte en varmepumpe. Det er naturligvis bedre med et højt antal driftstimer, men selv ved lave driftstimer er der en klar fordel. Der er benyttet en afskrivningsperiode på 10 år, men selvom der benyttes fem år, er billedet det samme.

Figuren viser også, at i dette tilfælde vil Lorenz-processen med hybridvarmepumpen være den mest konkurrencedygtige løsning, hvis der er mange driftstimer – selv med en afskrivningsperiode på fem år. Det skyldes det relativt store temperaturglid i forhold til temperaturløftet.

De næste tre eksempler henter energien i mellemområdet rent temperaturmæssigt. Det er antaget, at varmekilden er 60 °C, som afkøles til 40 °C. Det er taget som eksempel på de situationer, hvor der er forskellige processer, som leverer en blanding af spildvarme til varmepumpen.



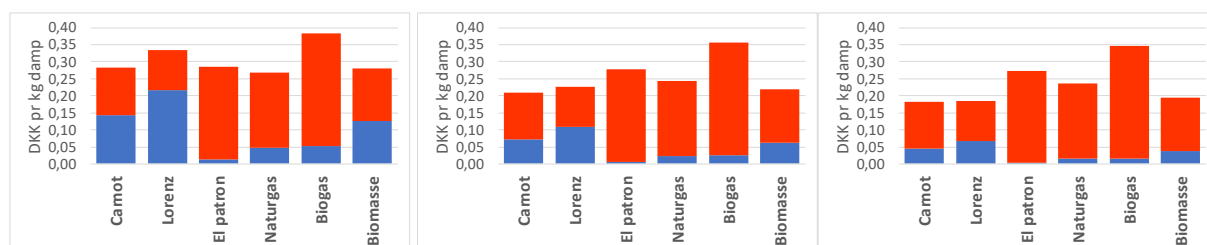
Figur 7.16 Eks. 4 til Eks. 6 – udgifter til damproduktion. Afkøling af varmekilden fra 60 °C til 40 °C og damproduktion ved opvarmning fra 100 °C til 135 °C. Afskrivningsperiode på fem år og antal driftstimer hhv. 2500, 5000 og 8000 pr. år.

Beregningerne viser, at med disse forudsætninger for varmekilden vil selv en centralt placeret varmepumpe, der inkluderer tab fra det centrale dampanlæg, være prismæssigt konkurrencedygtig med gaskedelanlæg. Og ved det maksimale antal driftstimer, så er hybridvarmepumpen konkurrencedygtig sammenlignet med en traditionel Carnot-proces.



Biomassefyrede kedler vil have energipriser på samme niveau som de nuværende priser, der er baseret på naturgasfyrede kedler.

De sidste tre eksempler viser de tilsvarende beregninger, hvis energien til varmepumperne udelukkende hentes fra omgivelserne. Det er måske ikke så realistisk, da det forudsætter, at al spildvarme fra de forskellige processer overhovedet ikke udnyttes; men går tabt. Det vil i de fleste tilfælde være rentabelt at foretage en eller anden form for genvinding. Som det ses, er driftsudgifterne nogenlunde ens for hhv. gasfyring og varmepumpe pga. en COP omkring 2 og en antagelse af en elpris og en gaspris på ca. 2,5 kr./Nm<sup>3</sup>. I fremtiden forventes dette forhold at falde, hvilket vil være til fordel for varmepumper.



Figur 7.17 Eks. 7 til Eks. 9 - udgifter til dampproduktion. Afkøling af varmekilden fra 20 °C til 10 °C (svarende til udeluft) og dampproduktion ved opvarmning fra 100 °C til 135 °C. Afskrivningsperiode på fem år og antal driftstimer hhv. 2500, 5000 og 8000 pr. år.

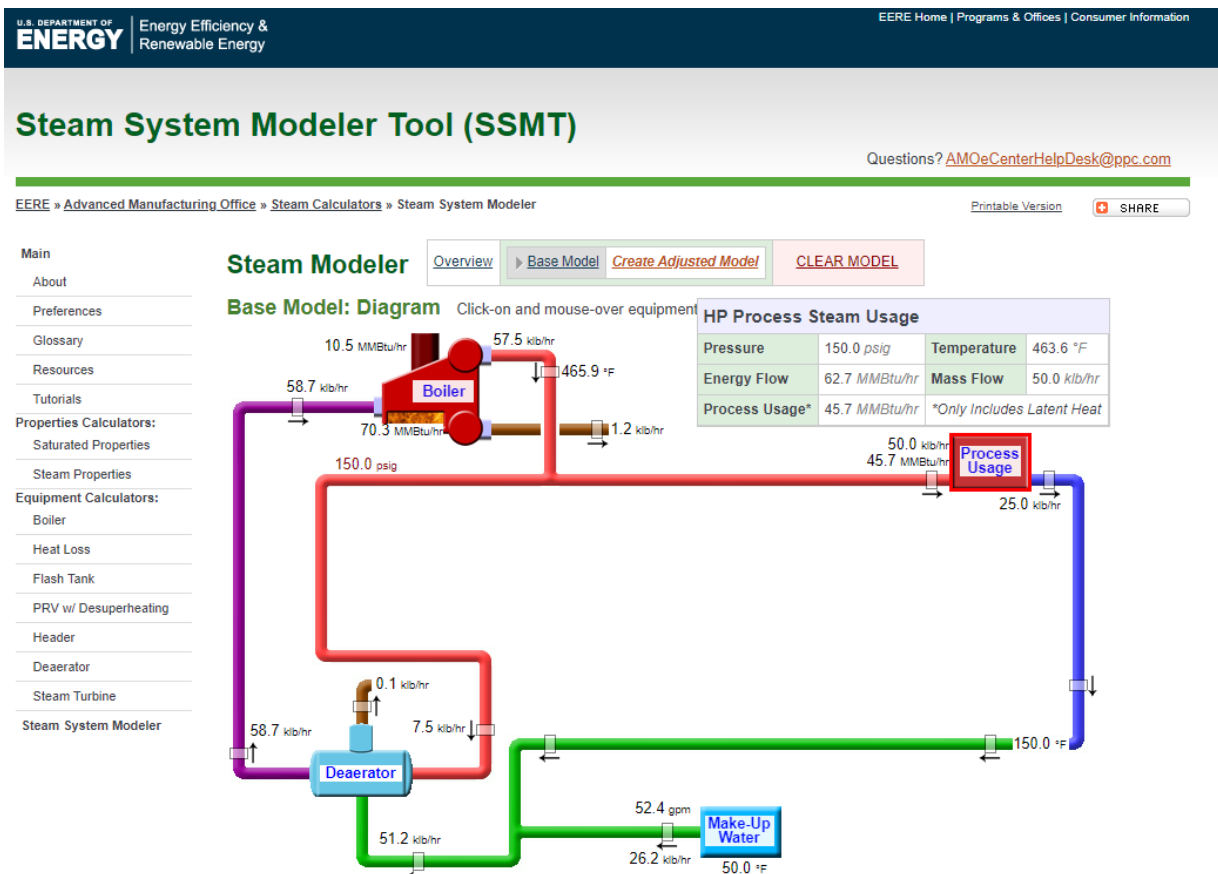
Men selv uden genvinding vil en varmepumpe under nuværende forhold føre til reducerede energiodgifter, hvis tabene i det centrale dampsystem kan undgås – f.eks. ved at etablere særskilte varmepumper ved hver enkelt proces, men stadig med f.eks. udeluft som varmekilde.

Der er i beregningerne benyttet en forholdsvis lang afskrivningsperiode sammenlignet med industrielt produktionsudstyr. Årsagen er, at der i dette tilfælde er tale om en energiforsyning, som under alle omstændigheder skal etableres, og at levetiden for denne type varmepumper typisk er 15 år eller mere. De undersøgte cases viste også, at de eksisterende gaskedler har mange års levetid.

Men selv ved en kortere afskrivningsperiode på f.eks. fem år er det i de fleste tilfælde en fordel at installere en varmepumpe til damp-/energiforsyningen – specielt hvis det overvejes at genvinde energien ved det højst mulige temperaturområde.

### 7.3. Steam System Modeler Tool (SSMT)

Steam System Modeler Tool (SSMT) er et beregningsværktøj til systemoptimering, der er udviklet af Department of Energy (DOE) i USA. Værktøjet giver brugeren mulighed for at regne på et dampsystem med op til tre trykniveauer – med og uden dampturbiner – hvis der er to eller tre trykniveauer.



Figur 7.18 Eksempel på basisdiagram ved ét trykniveau, hvilket næsten er enerådende i Danmark.

Modellen med det eksisterende dampsystem indtastes, hvorefter der kan oprettes en ny model, hvor dampsystemets konfiguration er ændret til det koncept, som brugeren mener er det optimale. Herefter kan brugeren bede værktøjet om at sammenholde de to modeller med hensyn til forskel i energiforbrug og andre parametre som f.eks. fødevandsmængde og CO<sub>2</sub>-emission. Dette giver bruger mulighed for let at kunne sammenholde effekten af forskellige tiltag. Modellerne vises i et interaktivt diagram for hver model, som viser damp- og driftsdata for det givne koncept. Værktøjet kræver et vist kendskab til dampsystemer og de komponenter, der indgår heri.

Det er antaget, at der ikke er damp-lækager eller (damp-)tab i vandudladere. Ligeledes er tab fra kondensattanke ikke indregnet.

Værktøjet er udviklet med det formål, at driftspersonale på virksomheder, der har større dampsystemer, skal kunne få ideer til forbedring af eksisterende dampsystemer.



Modellen er baseret på input som:

- Tryk
- Temperatur
- Entalpi
- Entropi
- Mætningsgrad
- Kedelev-effektivitet
- Turbineeffektivitet
- Generatoreffektivitet
- Isentropvirkningsgrad
- Bundblæsningsprocent
- Afluftereffektivitet
- Varmetab fra distributionssystem
- Kondensattilbageføring
- Dampproduktion
- Fødevandsmængde
- Dampforbrug, højtryk
- Energiforbrug, højtryk.

#### 7.4. Andre værktøjer

Dampteknologien er en moden teknologi, og ud over den omtalte SSMT-model findes der en række værktøjer til at analysere og optimere dampanlæg samt til at uddybe beskrivelserne af delkomponenterne.

Et eksempel er FN-rapporten [12], som systematisk gennemgår komponenter og systemer for dampdistribution samt anviser optimeringsmuligheder.

Det skal også nævnes, at de to store fabrikanter af dampkomponenter, Spirax Sarco og TLV, tilbyder apps til mobiltelefon, webinarer, seminarer og et omfattende kursusudbud og kursusmateriale til download [31], [32].

### 8. Designkoncept for dampsystemer med varmepumper

Når et nyt dampsystem skal designes, skal der foretages en række valg i forhold til, hvordan det kommende system skal opbygges, og hvilke komponenter der skal anvendes. Overordnet set skal der tages stilling til:



- Damp- og trykbehov samt forbrugsprofil
- Systemopbygning
- Regulering.

Disse valg er i vid udstrækning baseret på de funktionskrav, der er opstillet for den/de processer, som dampsystemet skal betjene. Derfor er det uhyre vigtigt, at de krav, der er stillet fra udstyrsleverandører (eller andre), nøje granskes og udfordres med det formål f.eks. at:

- Reducere eller eliminere procesbehov.
- Reducere dampbehovet gennem eksempelvis intern varmegenvinding.
- Reducere temperatur- og dermed trykniveau ved eksempelvis større eller bedre vekslere.
- Udjævne dampforbrug, så spidsbelastninger fjernes mest muligt.
- Om muligt ensrette temperatur- og trykniveau til ét (eller 2-3) fælles, lavt niveau.

Det er som altid vigtigt at sikre, at dampforbruget udjævnes, så dampinstallationens maksimale kapacitet er lavest mulig. Dette er særlig vigtigt ved varmepumpedrevne installationer, fordi varmepumper er meget dyre. Desuden vil et jævnt dampforbrug normalt også resultere i det lavest mulige energiforbrug

## 8.1. Behovsafdækning

Uanset størrelsen af dampsystemet er det vigtigt at skabe det bedst mulige grundlag for at kunne bestemme opbygningen af det fremtidige system, så det bliver så driftssikkert og energioptimalt som muligt. Det handler i vid udstrækning om at skabe et indgående kendskab til, hvad det fremtidige system skal kunne, samt et kendskab til de tidmæssige sammenhænge – dvs. hvilke processer, der skal forsynes hvornår, og hvilke krav (tryk, temperatur, flow) der er til de enkelte processer.

Derfor er det vigtigt, at der etableres en god dialog med leverandøren(-erne) af det/de dampforsynede processer, der skal forsynes. Det betyder blandt andet, at der skal udarbejdes entydige krav til udstyrets behov for f.eks. tryk og flow af dampen. I de tilfælde hvor det pågældende maskineri med de processer, der skal forsynes, allerede er i drift andetsteds, findes der eksisterende viden om behov for tryk og flow samt variationer i disse parametre.

Hvis der ikke findes eksisterende viden om behov for flow og tryk samt variationer heri fra et eksisterende, tilsvarende system, er det nødvendigt at bestemme dette sammen med leverandøren af det maskineri, der skal forsynes. I den forbindelse er det en meget stor hjælp at udarbejde et behovsdiagram for processerne. Et behovsdiagram er en metode til at vise behov for tryk og flow.

Som nævnt er det en vigtig del af behovsafdækningen at analysere de varmemeforbrugende installationer med det formål at reducere både behov og krav til temperaturniveau i det omfang, det er muligt.



## 8.2. Systemopbygning

Den hidtidige tradition for dampsystemer har været centralt placerede dampkedler, der forsyner alle forbrugssteder. Kedeltrykket har været fastsat ud fra det nødvendige damptryk for forbrugsstedet med det højeste krav, hvorefter de resterende forbrugssteder er forsynet ved drøvling ned til det krævede damptryk for hvert enkelt forbrugssted. I større dampsystemer er distributionssystemet ofte opdelt i separate dampsystemer for hvert tryktrin – f.eks. et 8-bar-, et 6-bar- og et 3-barsystem. Det er en nogenlunde kosteffektiv strategi, når der er tale om konventionelle dampkedelanlæg, men det er ikke en god strategi i forhold til varmepumpeanlæg, hvor effektiviteten er meget afhængig af den temperatur (det tryk), hvorved der skal leveres damp.

For at opnå en rimelig driftsøkonomi for varmepumper vil det være nødvendigt, at der er dedikeret en varmepumpe til hvert tryktrin. Det samlede varmepumpeforsynede dampsystem kunne f.eks. være som skitseret på Figur 8.8.

Figur 8.8 viser et varmepumpeforsynede dampsystem, hvor der er én varmepumpe for hvert overordnet tryktrin samt én varmepumpe, der er står i reserve for dampproduktionen for hvert af forskellige tryktrin. Varmepumpen, der står i reserve, kan overtage dampforsyningen i ét af de dedikerede systemer, hvis varmepumpen heri svigter.

Alle varmebehov op til pt. ca. 200 °C kan i teorien forsynes fra et varmepumpeanlæg. Det er dog således, at des højere forsyningsstemperatur og jo mindre behovet er, jo dyrere er varmen pr. enhed fra et varmepumpeanlæg. Desuden bliver det tiltagende vanskeligt at finde varmepumper, der dels har tilstrækkelig kapacitet og dels er prismæssigt konkurrencedygtige i forhold til traditionelle kedler. Derfor er det vigtigt, at der udføres en grundig behovsafdækning, så de varmemeforbrugende installationer opdeles hensigtsmæssigt i forhold til bl.a. temperatur-/trykkrav og samtidighed.

### 8.2.1. Varmegenvinding

Der har hidtil været fokus på at udnytte spildvarme eller genvinde procesvarme ved hjælp af varmepumper – dvs. der har typisk været en central energiforsyning med gasfyring eller lignende og et distributionsnet med enten damp eller hedtvand.

Varmepumpens rolle har derfor været at reducere den totale indfyrede energi. Der findes en række oversigter over eksisterende installationer, som også kan være til inspiration som decentrale løsninger i fremtiden.

Vi kan skelne mellem tre typer af processer, som dampsystemerne forsyner i de eksisterende installationer:

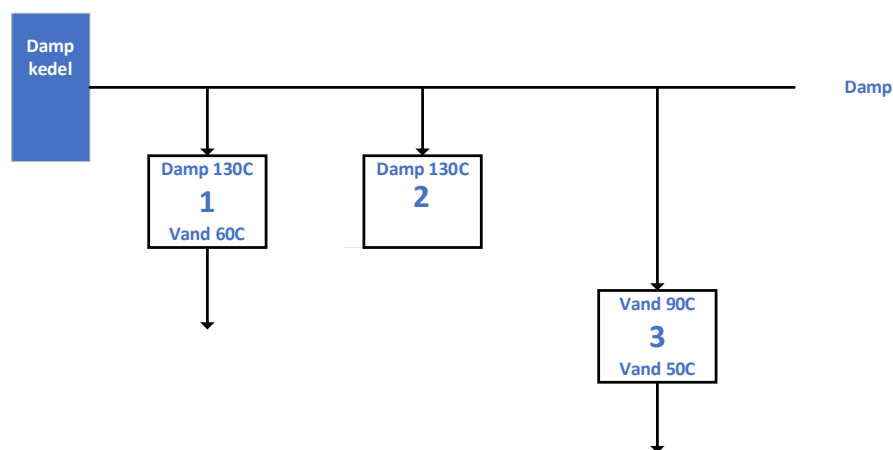


**Procestype 1** – Processen foregår ved høj temperatur og forsynes med damp, som kondenserer, og det er efterfølgende muligt at opsamle et kondensat ved en eller anden temperatur, som kan udnyttes og eventuelt genvindes. Det kan være den proces, der foregår ved f.eks. autoklave, støbning af flamingo, m.m.

**Procestype 2** – Dampen optages i processen, hvor dampen benyttes som en meget effektiv måde at tilføre energien. Det er i en del tilfælde processer, som egentlig ikke behøver det høje temperaturniveau, men som udnytter det høje energiindhold i dampen og kan acceptere, at kondensatet tilføres produktet. Det gælder f.eks. opvarmning af vand i vaskerør, optøning af frosne fødevarer m.m.

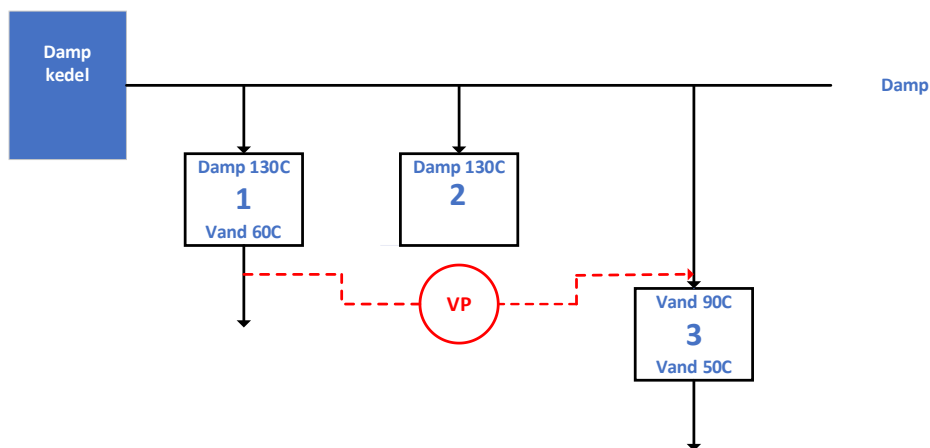
**Procestype 3** – Processer, hvor der egentlig ikke er brug for damp ved den høje temperatur over 100 °C, og hvor der kommer kondensat ved en eller anden temperatur. Det gælder f.eks. sterilisationsprocesser, pasteurisering, blanchering m.m.

I alle tre tilfælde kan der være tale om en efterfølgende afkøling, der kan fungere som varmekilde til varmepumpen sammen med et eventuelt kondensat.



Figur 8.1 Skitse af dampanlæg med tre typer processer. De anførte temperaturer er eksempler.



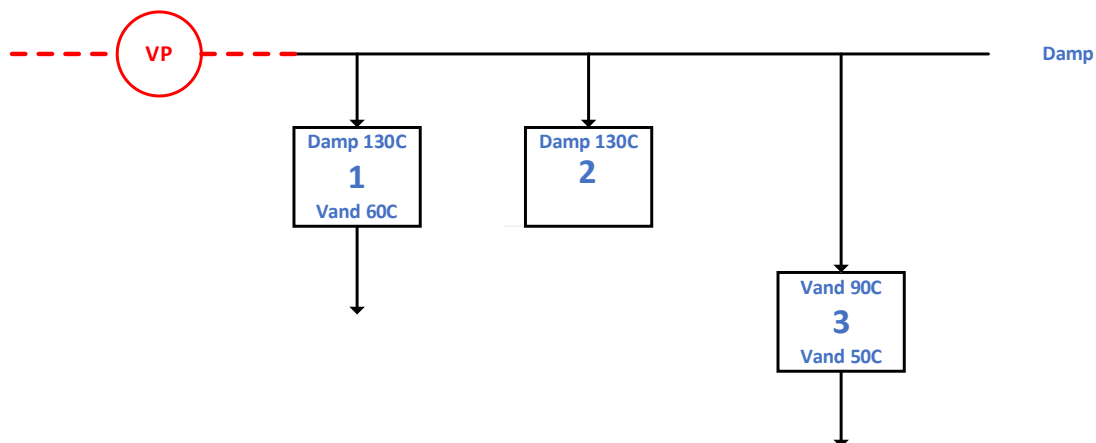


Figur 8.2 Skitse af princippet for de hidtil installerede industrielle varmepumper, hvor der er tale om varmegenvinding for at reducere det totale energiforbrug.

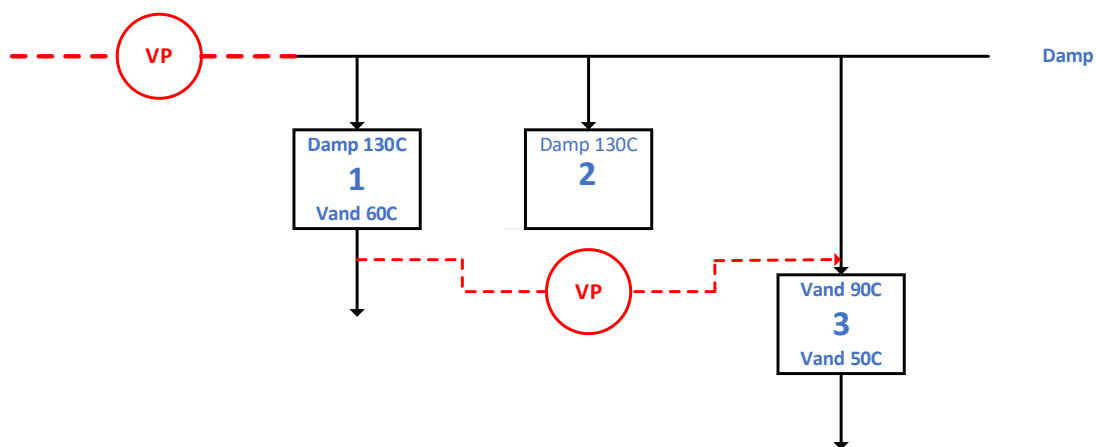
### 8.2.2. Centrale varmepumpedrevne dampanlæg

Den centrale gaskedel erstattes i det tilfælde med en stor, central varmepumpe. Varmekilden kan så være spildvarme fra processerne, eller det kan være omgivelserne i form af udeluft eller havvand. Der er også gennemført studier over at anvende fjernvarme som varmekilde. Her vil det i de fleste tilfælde være nødvendigt at lave specialaftaler om prisen for fjernvarmen for at sikre rentabiliteten.

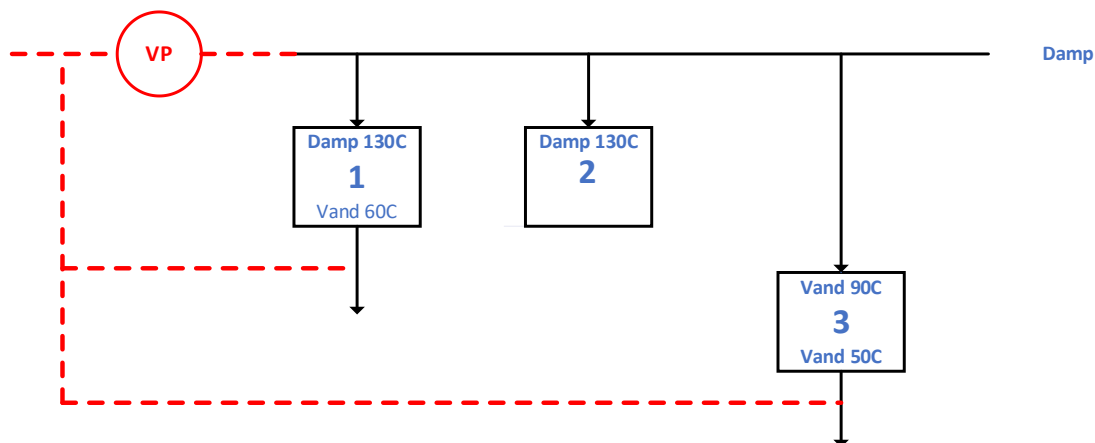
Der vil fortsat være brug for den nuværende anvendelse af varmepumper til genvinding af energi i vel-egnede processer, når dampdistributionsnettet bibeholdes. Under den forudsætning vil det meste spildvarme blive udnyttet decentralt, og den centrale varmepumpe vil derfor skulle bruge en ekstern varmekilde. Hvis det antages, at varmepumpen skal løfte temperaturen til 3 bar, dvs. ca. 130 °C, så kan der opnås en COP på ca. 2 for et traditionelt varmepumpeanlæg. De næste tre figurer viser skitser af anlægsudformningen i de forskellige tilfælde.



Figur 8.3 Skitse, hvor den gasfyrede dampkedel erstattes af central varmepumpe med energioptag fra omgivelserne.



Figur 8.4 Et sådant system kan tilsvarende forbedres med varmepumpe til varmegenvinding.



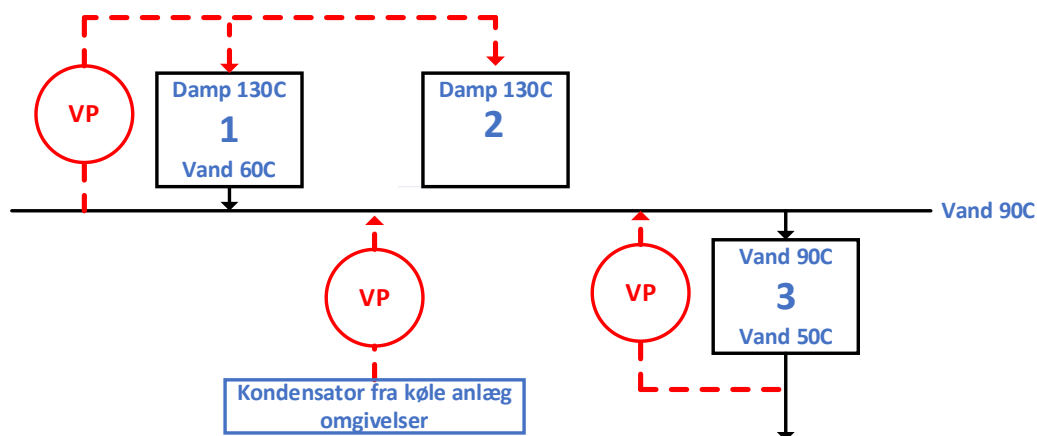
Figur 8.5 Den centrale varmepumpe kan opsamle spildvarme fra processerne som varmekilde som helt eller delvist supplement til energien fra omgivelserne.

### 8.2.3. Hedtvandsanlæg

Den overordnede forskel i forhold til dampdistributionssystemerne er, at nogle af de tab, der generelt er forbundet med dampanlæg, undgås i et hedtvandsanlæg, og det samlede energiforbrug vil derfor være lavere alene af den grund. Opbygningen med hedtvandssystem kan også kombineres med et tilhørende lager, hvis der er problemer med samtidighed.

Den helt store fordel er dog, at der kun vil være tale om de temperaturløft, der er nødvendige for hver proces, hvilket har afgørende betydning, når det drejer sig om energiøkonomi for varmepumper. Systemet fungerer sådan, at energien fra alle afkølingsformål sendes til hedtvandskredsen, mens kredsen fungerer som varmekilde for de anlæg, der kræver damp.

Besparselsen i energiforbruget vil naturligvis afhænge af de aktuelle forhold og af temperaturniveauer, men der kan være tale om ganske betydelige reduktioner. Som det ses, vil denne måde at arrangere energisystemet kræve en del individuelle varmepumper med varierende kapaciteter og temperaturforhold – netop den udviklingstendens vi ser globalt.

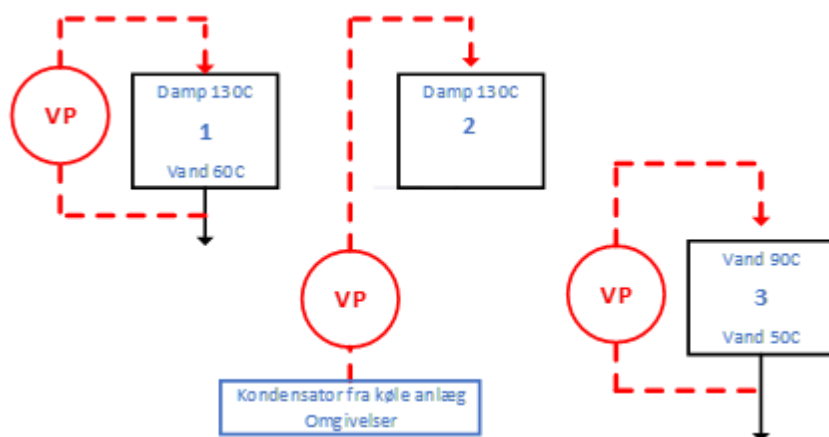


Figur 8.6 Hedtvandsanlæg, hvor hedtvandssystemet er kombineret med et større, centralt lager.

#### 8.2.4. Decentrale varmepumper til processerne

Endelig er der situationen, hvor hver enkelt proces har sin egen varmepumpe – f.eks. tunnelovne, spraytørringsanlæg m.m. Herved spares installationen af det centrale damp- eller hedtvandssystem samt de tab, der vil være forbundet hermed.

Denne konfiguration vil i en række tilfælde yderligere kunne spare energi, da den optimale drift af varmepumpen er tilpasset den enkelte proces, og der undgås i visse tilfælde en unødvendig opvarmning eller afkøling til den fælles hedtvandstemperatur.



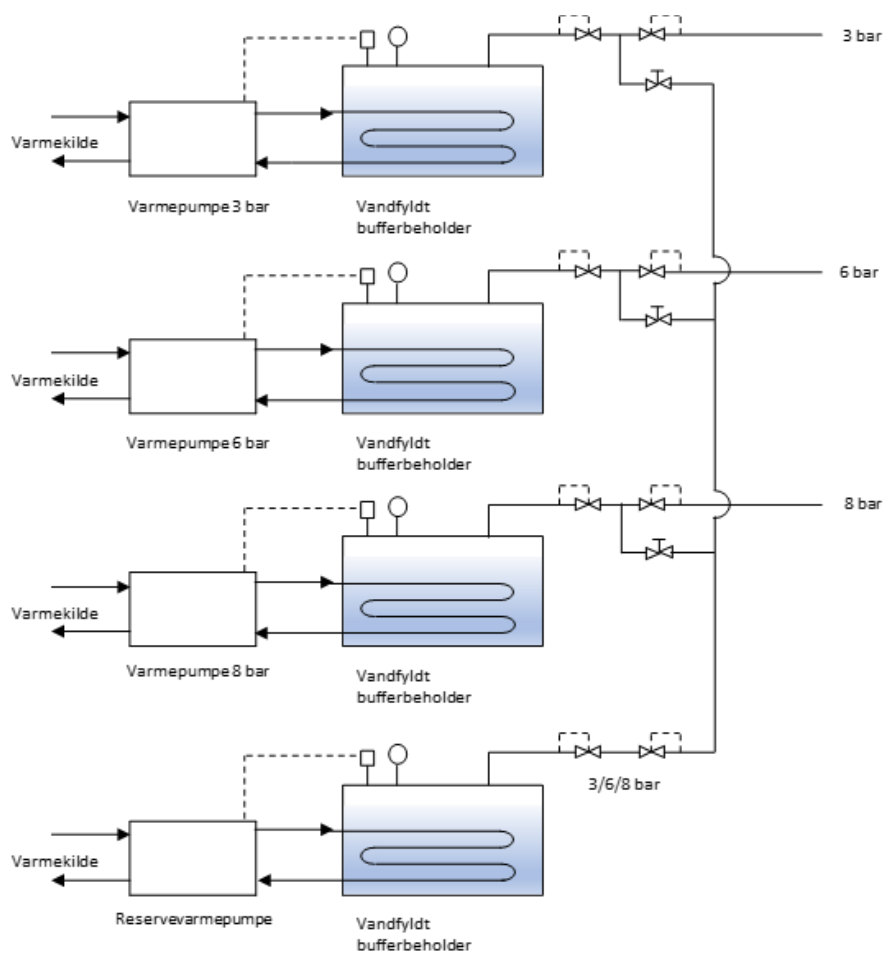
Figur 8.7 Decentrale varmepumper tilknyttet hver sin proces eller type af processer.

Der vil også i dette tilfælde være tale om varmepumper med varierende kapaciteter og temperaturforhold, men prisen ville kunne reduceres, hvis de leveres sammen med procesudstyret. Et spraytørringsanlæg eller vaskerør kunne f.eks. leveres med egen varmepumpe. Herved kunne der opnås en standardisering og dermed en reduktion af prisen.

### 8.2.5. Integration af varmepumper

Nedenfor er der vist en principskitse af, hvordan et dampsystem med en varmepumpe overordnet kan se ud. Foruden selve varmepumpen vil det i langt de fleste tilfælde være nødvendigt at etablere en vandfyldt bufferbeholder, hvorfra dampen leveres. Bufferbeholderen er nødvendig for at udjævne de forbrugsvariationer, der altid vil være – store som små – så varmepumpen kører stabilt. Som det ses, er der monteret to trykreguleringsventiler i bufferbeholderens afgangsrør.

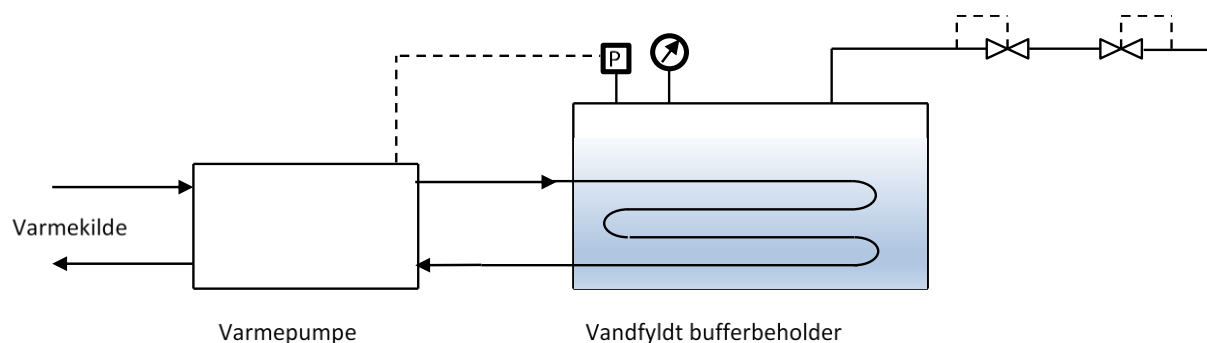
Den første reguleringsventil efter bufferbeholderen sikrer, at trykket i bufferbeholderen aldrig kommer under en fastsat værdi, såfremt der opstår et stort træk på damp fra bufferbeholderen. I det tilfælde vil ventilen holde trykket oppe ved at begrænse den dampmængde, der leveres fra beholderen. Det betyder i praksis, at de forbrugssteder, der er tilkøbt systemet i en periode, bliver underforsynede, og at cykeltiden for processer, der foregår ved forbrugsstederne, bliver en smule længere. Det er normalt i praksis ikke et problem og vil i langt de fleste tilfælde slet ikke blive observeret under driften. Det skyldes, at reguleringsventilerne for damptilførsel ved forbrugsstederne ofte er overdimensionerede og derfor er i stand til at tilføre en større mængde damp, end der reelt er behov for. Den anden ventil regulerer damptrykket i hovedrøret i dampsystemet.



Figur 8.8 Eksempel på overordnet systemkoncept for varmepumper i dampsystemer med forskellige trykbehov.

Varmepumpens drift styres på traditionel vis ved at regulere varmepumpens kapacitet efter trykket i bufferbeholderen.

I nogle tilfælde vil det være hensigtsmæssigt, at ét eller flere (de-)centralt placerede varmepumpeanlæg forsyner de dampforbrugende installationer. Hvis der er behov for damp ved forskellige tryk, bør det altid overvejes, om der skal installeres ét varmepumpesystem til hvert trykniveau. Og under alle omstændigheder bør den fysiske placering af varmepumpeanlægget(-ene) nøje overvejes, så dampdistributionssystemet bliver så begrænset som muligt, så varmetabet minimeres.



Figur 8.9 Overordnet koncept for integration af varmepumper i dampsystemer.

I nogle tilfælde kan det være hensigtsmæssigt at have varmepumper, der er dedikerede specifikke processer – især hvis processernes dampforbrug er højt og konstant.

### 8.3. Investering i varmepumper og gaskedler

Varmepumper er en del mere komplicerede end kedler, hvilket medfører, at varmepumper er betydeligt dyrere at installere. Med hensyn til varmepumper afhænger installationsprisen både af installationens installerede effekt og af det temperaturløft (dvs. temperaturforskellen mellem fordampnings- og kondenseringstemperaturen), som varmepumpen skal præstere. Ud fra diverse kilder (f.eks. kan der opstilles følgende omtrentlige beregningsudtryk for prisen på en højtemperaturvarmepumpeinstallation som funktion af den installerede effekt og temperaturløftet:

$$VP_{\text{pris}} [\text{kr./kW}] = 201,75 * \text{temperaturløft} [^{\circ}\text{C}] + 0,4514 * \text{installeret effekt} [\text{kW}_{\text{varme}}] - 10.639.$$

Den ovenstående prisfunktion er for større, dampproducerende varmepumper med stort temperaturløft – dvs. varmepumpeinstallationen har en kapacitet på over 500 kW og et temperaturløft på mindst 70 °C.

Hvis der installeres en varmepumpe, der ikke skal producere damp, men opererer ved en temperatur på op til ca. 90 °C og med moderate temperaturløft, kan nedenstående link med fordel anvendes:  
[http://tools.industrialheatpumps.nl/warmtepompwijzer/EN\\_index.html](http://tools.industrialheatpumps.nl/warmtepompwijzer/EN_index.html)

Tilsvarende er der opstillet nedenstående beregningsudtryk for kedler med en installeret effekt på op til 5 MW:

$$Kedel_{\text{pris}} [\text{kr./kW}] = 325.000 + 611,84 * \text{kedeleffekt} [\text{kW}].$$

De ovenstående prisestimater anvendes i det beregningsværktøj, der er udviklet, se kapitel 7.1.



### 8.3.1. Støtteordninger m.m.

Ordningen med, at virksomheder kunne få tilskud til energibesparelser gennem elselskaberne, ophører med udgangen af 2020. Der er dog stadig muligt for virksomheder at få tilskud til at implementere energibesparelser i deres virksomhed, men det er fremadrettet Energistyrelsen, som administrerer ordningen.

Virksomheden skal derfor udarbejde en ansøgning til Energistyrelsen, som derefter – ud fra ansøgningerne – vurderer, om energieffektiviseringsprojektet kan tildeles tilskud.

Alle detaljerede retningslinjer er beskrevet i bekendtgørelsen om tilskud til energibesparelser og energieffektiviseringer i erhvervsvirksomheder, men i dette eksempel er der sat fokus på det maksimale energitilskud, som virksomheden kan modtage. Da der er begrænsede ressourcer (tilskudsbeløb), vil Energistyrelsen yde tilskud til projekter, hvor der kan opnås flest energibesparelser ved laveste ansøgte tilskudsbeløb.

For at få tilskud til energieffektiviseringsprojektet skal virksomheden følge en procesgang, som er beskrevet nedenstående.

1. Identificere energieffektiviseringsforslaget og udarbejde et overslag på investeringen samt energibesparelsen.
2. Ansøge energistyrelsen om tilskud ud fra de i bekendtgørelsen fastsatte regler.
3. Modtage tilsagn om tilskud for ansøgte energieffektiviseringsforslag.
4. Igangsætte/ordre energieffektiviseringsforslaget.
5. Implementere energieffektiviseringsforslaget.
6. Afrapportere til Energistyrelsen med eventuel revisorerklæring (tilskud over 500.000 kr.).

Energibesparelsen opgøres som nettoforskellen mellem energiforbruget før og energiforbruget efter gennemførelsen af energispareprojektet over levetiden. I dette eksempel er levetiden 10 år, jf. bilag i bekendtgørelsen, og tilskuddet kan maksimalt udgøre 30 % (stor virksomhed) af de støtteberettigede omkostninger. Da der i dette tilfælde er tale om en konvertering fra naturgas til elektricitet, er der medtaget en prioriteringsfaktor på 1,25.

Der kan maksimalt ydes et tilskud på 7 øre/kWh pr. år over energisparetiltagets levetid, tilbagekonteret til nutidsværdi med en rente på 4 %.

Tilbagebetalingstiden er defineret som: Investeringen fratrukket tilskuddet, delt med værdien af første års energibesparelse.

Der kan ikke ansøges om tilskud, hvis tilbagebetalingstiden er under to år og over 10 år.





I nedenstående eksempler vises det, hvor stort et maksimalt tilskud virksomheden kan modtage.

1. Direkte udskiftning af gaskedel med højtemperaturvarmepumpe i kedelcentralen (centralt placeret).
2. Installation af højtemperaturvarmepumpe direkte ved vaskerøret.
3. Installation af konventionel varmepumpe direkte ved vaskerøret.
4. Installation af varmepumpe ved tørretumbler.

Eksemplerne er detaljeret beskrevet i case Berendsen A/S.

Eksempel 1:

Direkte udskiftning af gaskedel med højtemperaturvarmepumpe i kedelcentralen (centralt placeret).

Vasketøj pr. uge	98.560	kg
Energiforbrug pr. kg (indfyret)	0,28	kWh/kg
Energiforbrug pr. uge	27.727	kWh/uge
Varmepumpe cop	2,10	
Energiforbrug til varmepumpe (cop 2,1)	13.203	kWh/uge
Energibesparelse	14.524	kWh/uge
Gaspr.is pr. kWh	0,22	kr./kWh
Elpr.is	0,45	kr./kWh
Energipris, gas pr. uge	6.100	kr./uge
Energipris, el pr. uge	5.942	kr./uge
Årlige arbejdsuger	50	uger
Årlig besparelse	<b>726.183</b>	kWh
Årlig økonomisk besparelse	<b>7.922</b>	kr.
Investering VP	<b>2.800.000</b>	kr.

TB uden tilskud	353	år
Tilskud	353.400	kr.
TB inkl. tilskud	309	år.
Makstilskud	30	%
Maksimalt tilskud i forhold til investeringen	840.000	kr.



Tilskud	7	øre/kWh
Rente	4%	tilbagekonteret til nutidsværdi
Prioriteringsfaktor	1,25	
Levetid	Energibesp.	Besparelse
	kWh/år	Kr./år
1	907.729	63.541
2	907.729	63.541
3	907.729	63.541
4	907.729	63.541
5	907.729	63.541
6	907.729	63.541
7	907.729	63.541
8	907.729	63.541
9	907.729	63.541
10	907.729	63.541
	9.077.292	635.410
	Samlet tilskud tilbagekonteret til nutidsværdi	515.375 kr.

I eksemplet er der ikke mulighed for at få tilskud, da tilbagebetalingstiden er over 10 år.

#### Eksempel 2:

Installation af højtemperaturvarmepumpe direkte ved vaskerøret.

Vasketøj pr. uge	98.560	kg
Energiforbrug pr. kg (indfyret)	0,28	kWh/kg
Energiforbrug pr. kg (uden system tab)	0,14	kWh/kg
Energiforbrug pr. uge	27.727	kWh/uge
Varmepumpe COP	2,10	-
Energiforbrug til varmepumpe	6.525	kWh/uge
Energibesparelse ved ovenstående COP	21.202	kWh/uge
Gaspr.is pr. kWh	0,22	kr./kWh
Elpr.is	0,45	kr./kWh
Energipris, gas pr. uge	6.100	kr./uge
Energipris, el pr. uge	2.936	kr./uge
Årlige arbejdsuger	50	uger
Årlig energi besparelse	<b>1.060.116</b>	kWh
Årlig økonomisk besparelse	<b>158.192</b>	kr.
Investering VP	<b>2.200.000</b>	kr.

TB uden tilskud	13,91	år
Tilskud	623.390	kr.
TB inkl. tilskud	9,97	år
Makstilskud	30	%
Maksimalt tilskud i forhold til investeringen	660.000	kr.



Tilskud	5,8	øre/kWh
Rente	4%	tilbagekonteret til nutidsværdi
Prioriteringsfaktor	1,25	
Levetid	Energibesp.	Besparelse
	kWh/år	Kr./år
1	1.325.145	76.858
2	1.325.145	76.858
3	1.325.145	76.858
4	1.325.145	76.858
5	1.325.145	76.858
6	1.325.145	76.858
7	1.325.145	76.858
8	1.325.145	76.858
9	1.325.145	76.858
10	1.325.145	76.858
	13.251.448	768.584
	Tilskud tilbagekonteret til nutidsværdi	623.390 kr.

I dette eksempel er der mulighed for at få et tilskud på 623.390 kr., hvis budprisen (tilskud) er på 5,8 øre/kWh, da tilbagebetalingstiden efter tilskud er under 10 år og under maks. tilskud (svarende til 30 % af den tilskudsberettigede investering, når investeringen er 2,2 mio. kr.).

### Eksempel 3:

Installation af konventionel varmepumpe direkte ved vaskerøret.

Vasketøj pr. uge	98.560	kg
Energiforbrug pr. kg (gas)	0,287	kWh/kg
Energiforbrug pr. uge (gas)	27.727	kWh/uge
Energiforbrug pr. kg (el) (uden system tab)	0,139	kWh/kg
Varmepumpe cop	4,3	
Energiforbrug pr. uge (el) (COP 4,3)	3.186	kWh/uge
Energibesparelse ved ovenstående COP	24.541	kWh/uge
Gaspr.is pr. kWh	0	kr./kWh
Elpr.is pr. kWh	0	kr./kWh
Energipris, gas pr. uge	6.100	kr./uge
Energipris, el pr. uge	1.434	kr./uge
Årlige arbejdsuger	50	uger
Årlig besparelse	1.227.026	kWh
Årlig økonomisk besparelse	233.301	kr.
Investering VP	2.000.000	kr.

TB uden tilskud	8,57	år.
Tilskud	597.137	kr.
TB inkl. tilskud	6,01	år
Makstilskud	30	%
Maksimalt tilskud i forhold til investeringen	600.000	kr.



Tilskud	4,8	øre/kWh
Rente	4%	tilbagekonteret til nutidsværdi
Prioriteringsfaktor	1,25	
Levetid	Energibesp.	Besparelse
	kWh/år	Kr./år
1	1.533.783	73.622
2	1.533.783	73.622
3	1.533.783	73.622
4	1.533.783	73.622
5	1.533.783	73.622
6	1.533.783	73.622
7	1.533.783	73.622
8	1.533.783	73.622
9	1.533.783	73.622
10	1.533.783	73.622
	15.337.829	736.216
	Tilskud tilbagekonteret til nutidsværdi	597.137

I dette eksempel er der mulighed for at få et tilskud på 597.137 kr., hvis budprisen (tilskud) er på 4,8 øre/kWh, da tilbagebetalingstiden efter tilskud er under 10 år og under maks. tilskud (svarende til 30 % af den tilskudsberettigede investering, når investeringen er 2 mio. kr.).

#### Eksempel 4:

Installation af varmepumpe ved tørretumbler.

Vasketøj pr. uge	98.560	kg
Energiforbrug pr. kg (gas) målt	0,677	kWh/kg
Energiforbrug pr. uge (gas)	66.725	kWh/uge
Energiforbrug pr. kg (el) ved cop 2,9	0,073	kWh/kg
Energiforbrug pr. uge (el)	7.164	kWh/uge
Energibesparelse pr. uge	59.561	kWh/uge
Gaspr.is pr. kWh	0,22	kr./kWh
Elpr.is pr. kWh	0,45	kr./kWh
Energipris, gas pr. uge	14.680	kr./uge
Energipris, el pr. uge	1.576	kr./uge
Årlige arbejdsuger	50	uger
Årlig besparelse	<b>2.978.040</b>	kWh
Årlig besparelse	<b>655.169</b>	kr.
Investering VP	<b>5.000.000</b>	kr.

TB uden tilskud	7,6	år
Tilskud	1.494.564	kr.
TB inkl. tilskud	5,4	år
Makstilskud	30	%
Maksimalt tilskud i forhold til investeringen	1.500.000	kr.



Tilskud	4,95	øre/kWh
Rente	4%	tilbagekonteret til nutidsværdi
Prioriteringsfaktor	1,25	
Levetid	Energibesp.	Besparelse
	kWh/år	Kr./år
1	3.722.550	184.266
2	3.722.550	184.266
3	3.722.550	184.266
4	3.722.550	184.266
5	3.722.550	184.266
6	3.722.550	184.266
7	3.722.550	184.266
8	3.722.550	184.266
9	3.722.550	184.266
10	3.722.550	184.266
	37.225.496	1.842.662
	Tilskud tilbagekonteret til nutidsværdi	1.494.564

I dette eksempel er der mulighed for at få et tilskud på 1.494.564 kr., hvis budprisen (tilskud) er på 4,95 øre/kWh, da tilbagebetalingstiden efter tilskud er under 10 år og under maks. tilskud (svarende til 30 % af den tilskudsberettigede investering, når investeringen er 5 mio. kr.).

#### CO<sub>2</sub>-besparelse:

Med udgangspunkt i ovenstående fire eksempler er der mulighed for at opnå en CO<sub>2</sub>-besparelse. Der er regnet med en CO<sub>2</sub>-omregningsfaktor på 205 kg CO<sub>2</sub> /MWh naturgas.

<b>CO<sub>2</sub>-besparelse</b>	
Eksempel	kg. CO <sub>2</sub> /år
1	148.868
2	217.324
3	251.540
4	610.498



## 9. Cases

I dette projekt har virksomhederne Stryhns, Frigodan, C&D Foods og Berendsen indgået som projektpartnere med det primære formål at stille deres dampsystemer til rådighed som cases for projektet. Der er foretaget en kortlægning af dampsystemerne med det formål at fastlægge behovet for damp (tryk, flow) set over tid. Dampsystemerne er herefter analyseret for mulige energieffektiviseringsmuligheder – herunder mulighederne for at integrere højtemperaturvarmepumper i dampsystemerne.

### 9.1. Stryhns A/S

Stryhns er en del af den familieejede norske fødevarerkoncern Agra under koncernnavnet Stryhns. Virksomheden producerer og markedsfører mærkerne Stryhn's Leverpostej, Jensens Køkken, Graasten Salater og K-Salat, remoulader og dressinger samt Langelænder Pølser. I virksomhedens afdeling i Roskilde, der indgår i projektet, produceres leverpostej (grovhakket og fransk) samt leverpølser.

Virksomhedens varmemeforbrug dækkes af fjernvarme (bygning og til dels produktionsprocesser), damp til produktionsanlæg og naturgas til bageovne. I nyere tid er der sket en omlægning af varmemeforbruget, der tidligere var dampbaseret til fjernvarme, så der nu kun anvendes damp til det udstyr, hvor det er nødvendigt som følge af krav til temperaturniveau. Kedelanlægget, der tidligere forsynede hele virksomheden med varme (undtagen bageovnene), er uændret, da der ikke har været et fuldstændigt overblik over dampforbruget til de enkelte forbrugssteder, og da der som følge heraf kunne være en risiko for, at en mindre kedel ikke ville have tilstrækkelig kapacitet. Dampkedlen er af fabrikatet Danstoker TDC-3 fra 2006 og er placeret i et kedelrum i kælderen under forbrugsstederne. Kedlen har en kapacitet på 1,6 t/h (ca. 1.100 kW) ved 12,3 bar. Kedeltrykket er successivt reduceret fra 7,5 bar til 4,6 bar, således at det er lavest muligt i forhold til de krav, der stilles fra procesudstyret. Det betyder, at kedlen nu driftes mellem 4,6 bar (kedelstart) og 5,0 bar (kedelstop). Brændslet er naturgas. Ud fra beregninger og ud fra målinger udført af AURA Energi i maj 2017 er det estimeret, at en kedel med en ydelse på 350 kW vil være tilstrækkelig.

Der er tre primære forbrugssteder af damp: koger for spæk til grovhakket leverpostej, melopbager for tilsætningsstoffer til grovhakket leverpostej og koger til fransk leverpostej. Derudover er der et mindre dampforbrug i afdelingen for leverpølser. Det antages, at ca. 90-95 % af den samlede produktion i Roskilde er leverpostej. Derfor ses der i det følgende bort fra dampforbruget i leverpølseafdelingen.

**Koger til grovhakket leverpostej (Scansteel-koger):** Kogeren fyldes med 300 kg spæk, der opvarmes fra ca. 3 °C til 90 °C ved dampinjektion. Opvarmningen tager ca. 5-7 minutter. Der tilføres vand, ved at dampen udkondenserer på produktet (30-45 liter). Der skal i alt tilføres 50 liter vand til produktet. Derfor tilføres der efterfølgende en supplerende mængde vand, så der samlet er tilført 50 liter. Herefter tømmes kogeren. Der udføres 5-6 kogninger pr. time (ca. 100-110 kogninger pr. døgn) på hverdage mellem kl. 20:30-16:00. Damptrykket er ca. 3 bar.



**Melopbager:** Procesudstyret fyldes med 195 liter vand ved ca. 10 °C samt med 65 kg mel og krydderier ved stuetemperatur. Blandingen opvarmes til 62 °C ved dampinjektion. Opvarmningen tager ca. 9 minutter, og der udføres 5-6 batches pr. time på hverdage mellem kl. 20:30-16:00. Damptrykket er ca. 3 bar.

**Koger til fransk leverpostej (Stephan-koger):** Kogeren fyldes med 206 kg spæk og 25 liter vand, der opvarmes til ca. 65 °C ved dampinjektion. Opvarmningen tager ca. 2-3 minutter. Derefter tilføres yderligere 190 liter vand. Blandingens temperatur opretholdes på ca. 65 °C som følge af friktionsvarme fra omrøreren. Kogeren tømmes efter ca. 10 minutter. Der udføres ca. 1-2 kogninger pr. time (26 kogninger pr. døgn) på hverdage mellem kl. 20:30-16:00. Damptrykket er ca. 3 bar.

I dette tilfælde vil det være muligt at etablere en højtemperaturvarmepumpe, der udnytter varme fra virksomhedens køleanlæg som varmekilde, og producere damp ved 5 bar. Køleanlæggene er i drift kontinuert og har en gennemsnitlig varmeafgivelse på ca. 460 kW ved ca. 30 °C. Varmeafgivelsen fra køleanlæggene er således rigelig høj til at kunne dække varmepumpens behov, idet varmepumpens varmeafgivelse skal være på ca. 350 kW.

Der er vurderet, at investeringen i en varmepumpe inkl. tilhørende rørsystemer m.m. er ca. 3,5 mio. kr., hvilket medfører, at konvertering fra den nuværende naturgasfyrede dampkedel til en varmepumpe har en tilbagebetalingstid på ca. 23 år.

Resultaterne fra undersøgelsen er forelagt Stryhns på et møde. På mødet blev mulighederne for at etablere en varmepumpe til dampforsyning af virksomheden drøftet, og virksomheden ser positivt på at udskifte den nuværende dampkedel med en varmepumpe. Dampkedlen kan eventuelt forblive som backup. Det er virksomhedens plan at blive CO<sub>2</sub>-neutral, og derfor agter virksomheden at investere i varmepumpedrevet dampforsyning indenfor 3-4 år, såfremt teknologien er tilgængelig.

## 9.2. Ardo A/S

Ardo A/S producerer og markedsfører en bred vifte af dybfrosne grøntsager, frugt, bær og grøntsagsbaserede retter – dels under Frigodan-mærket og dels under kundernes egne mærker. Ardo A/S beskæftiger ca. 100 medarbejdere på selskabets to enheder i Danmark – fabrikken i Orehoved samt administration, salg og lager i Nyborg. Ardo A/S er stiftet i 2000 og ejes af Ardo N.V., som indgår i Ardo Group, der er stiftet og ejet af den belgiske familie Haspeslagh. Ardo Group har 20 fabrikker i flere europæiske lande – bl.a. i Danmark, England, Holland, Frankrig, Portugal, Spanien, Belgien og Østrig.

Som det er nu, forsynes hele virksomheden med proces- og rumvarme, der er baseret på damp fra én fælles kedel. Tidligere havde virksomheden tre kedler, men som følge af produktionsomlægninger og et deraf følgende lavere dampforbrug er de to mindste kedler fjernet, og hele forbruget dækkes af én større kedel. Dampkedlen er af fabrikatet LOOS, der placeret i en kedelcentral i nogen afstand fra forbrugsstederne. Kedlen har en kapacitet på 6 t/h (ca. 4.300 kW) ved 16 bar. Kedlen er udrustet med en



modulerende Weishaupt-brændere med en kapacitet på 6,1 MW. Kedeltrykket er dog reduceret til 9,5 bar. Dette tryk er kun nødvendigt, når der er produktion på blancheringsmaskinen. Når blancheringsmaskinen ikke anvendes, reduceres trykket yderligere til ca. 4,5 bar. Når blancheringsmaskinen er i brug (ca. tre måneder årligt), er dampforbruget ca. 3 ton/h, og resten af tiden er dampforbruget lavt. Brændslet er LPG-gas, men på sigt bliver det måske naturgas. Der er monteret en dampmåler på hoveddamp-røret fra kedlen, og ud fra denne er det beregnet, at det samlede kedeltab (røggastab, bundblæsning, varmeafgivelse etc.) i gennemsnit har været ca. 27 % set over 2019. På baggrund af en opgørelse af dampforbruget for de enkelte forbrugssteder er det desuden opgjort, at det totale tab – dvs. tab fra kedlen og tab i distributionssystemet – er i alt 63 % i gennemsnit set over 2019. Det betyder, at ca. 2/3 af den tilførte energi går tabt med det nuværende system.

Virksomhedens damp-, el- og vandmålere aflæses manuelt én gang om ugen.

Der er seks primære forbrugssteder af damp: blancheringsmaskinen, opvarmning af processer i mix/pak-produktionsområdet, opvarmning af proces i linje 9, brugsvandstank inklusive supplerende veksler i kedelcentral, brugsvandstanke ved kompressorcentral og rumvarmesystemet. Langt det største forbrugssted er dog blancheringsmaskinen til trods for, at den kun er i brug 2-3 måneder pr. år.

**Blancheringsmaskinen:** Blancheringsmaskinen anvendes til blanchering af ærter. Maskinen anvendes kun i sæsonen – dvs. ca. 65 dage årligt i sommerperioden. Ærterne blanches i vand, så de opvarmes til 85-90 °C. Vandet i blancheringssektionerne opvarmes indirekte med damp i en rørveksler. Ærterne er ca. 20 °C, når de kommer i maskinen. Temperaturen af vandet i maskinens forvarmesektioner kan om nødvendigt øges ved dampinjektion. Vandet i forvarmesektionerne opvarmes primært med genvunden varme fra maskinens kølesektioner. I kølesektionerne køles de blancherede ærter først med vand, der cirkuleres mellem forvarme- og kølesektionerne for varmegenvinding, dernæst med vand fra et køletårn og endelig med isvand. Produktionsmængden på maskinen er normalt ca. 12-15 ton pr. time. Blancheringsmaskinen og varmegenvindingssystemet CIP'es systematisk, og der anvendes ca. 500 liter vand ved 65 °C i timen. Der er en dampmåler for blancheringsmaskinen, der aflæses ugentligt.

**Mix/pak-området:** Der er installeret en række enheder, der anvender varmt vand. Vandet opvarmes indirekte med damp til ca. 65 °C. Kondensatet sendes retur til kedelcentralen. Mix/pak-området er i brug året rundt, omend der i 2019 har været betydelige variationer i dampbehovet.

**Linje 9:** Linje 9, der i dampmæssig sammenhæng er et lille forbrugssted, anvendes til behandling af hindbær, sove etc. Produktet opvarmes i en rørveksler med hedtvand, der produceres indirekte i en damp/vand-veksler. Produktet opvarmes til den temperatur, der er nødvendig for det givne produkt. Hindbær opvarmes eksempelvis kortvarigt til 100 °C for at eliminere bakteriekim på overfladen. Der er planer om, at Linje 9 skal nedlægges og flyttes til en anden af virksomhedens lokationer.

**Brugsvandstank i kedelcentral:** I kedelcentralen er der installeret en 5 m<sup>3</sup> tank til rengøringsvand. Rengøringsvandet opvarmes indirekte med damp til 65 °C. Der er desuden installeret en dampforsyning





pladeveksler efter brugsvandstanken, der om nødvendigt kan foretage supplerende opvarmning af rengøringsvandet, når der er stort vandbehov, og vandtankens dampspiral ikke kan følge med.

**Brugsvandstanke ved kompressorcentral:** Der er opsat to brugsvandstanke på et indskudt dæk ved kølekompressorcentralen. Temperaturen i de to tanke holdes på ca. 70 °C. Brugsvandet anvendes til vaske- og baderum etc. overalt på virksomheden. Der er cirkulation på brugsvandet for at sikre, at der til stadighed er varmt vand fremme, og for at modvirke bakteriedannelse. Brugsvandet opvarmes indirekte med dampspiraler i beholderne.

**Rumvarmesystemet:** Virksomhedens rumvarmesystem – dvs. kaloriferer i produktionsområderne og radiatorerne i administrationsbygningen – opvarmes indirekte med damp i en rørveksler, der er placeret på det indskudte dæk i kølekompressorcentralen.

Foruden dampkedelsystemet råder virksomheden også over ret store køle- og trykluftanlæg, der er sådan placeret, at de uden videre ville kunne forsyne brugsvandstankene ved kompressorcentralen, varmtvandssystemet i mix/pak-området og rumvarmesystemet med tilstrækkelig varme året rundt. Der er i alt behov for 140.000 kWh årligt til opvarmning af vand og rumvarme, og overhedningsvarmen fra køleanlæggene og overskudsvarmen fra trykluftanlæggene andrager mindst 400.000 kWh årligt. Derfor bør der være tilstrækkelig varme til rådighed – selv i en spidsbelastningssituation. Hvis det viser sig ikke at være tilfældet, bør der installeres en varmepumpe, der udnytter kondenseringsvarmen fra køleanlæggene. Desuden antages det, at brugsvandstanken i kedelcentralen enten kan flyttes over i produktionen, eller der kan etableres en ny, tilsvarende tank i produktionen, så dette varmebehov ligeledes kan dækkes af genvunden varme fra køle- og trykluftanlæggene. Erfaringsmæssigt vil denne type projekter have en simpel tilbagebetalingstid på 2-4 år. Herved kan disse anvendelser, der reelt ikke kræver varmetilførsel ved høj temperatur, helt udgå af et fremtidigt varmforsyningssystem. De nævnte anvendelser udgør i alt ca. 14 % af det samlede nettodampforbrug.

Dampforbruget til blancheringsmaskinen antages at kunne erstattes af en højtemperaturvarmepumpe placeret ved maskinen. Varmepumpen kan anvende kølesektionen, der er tilsluttet køletårnet som varmekilde, dvs. vand ved ca. 25 °C, til at generere damp. Det antages, at det vil være nødvendigt at installere en elektrisk dampgenerator, der kan anvendes ved opstart og eventuelt til supplerende varmforsyning til forvarmesektionerne. Det er overslagsmæssigt beregnet, at varmepumpen skal have en kapacitet på ca. 1.000 kW<sub>varme</sub>. Det er vurderet, at investeringen i en varmepumpe inkl. tilhørende rørsystemer m.m. er ca. 5 mio. kr., hvilket medfører, at konvertering fra det nuværende LPG-fyrede dampkedelsystem til en varmepumpe har en tilbagebetalingstid på ca. seks år.

Endelig foreslås det, at dampforbruget til Linje 9 fremover skal ske med en lokalt placeret dampgenerator, der enten er fyret med LPG (som det nuværende kedelanlæg) eller er elektrisk opvarmet.

Resultaterne fra undersøgelsen er forelagt ARDO på et møde. På mødet blev mulighederne for at etablere en varmepumpe til dampforsyning af virksomhedens blancheringsmaskine drøftet, ligesom



mulighederne for at omlægge det øvrige varmesystem fra damp til genvunden varme blev drøftet. Virksomheden havde på mødetidspunktet lige været igennem et generationsskifte på det tekniske område, og den nye teknisk ansvarlige var ved sætte sig ind i virksomhedens processer og anlæg. Derfor så virksomheden sig ikke i stand til at indgå i en dialog om den fremtidige damp- (og varme-) forsyning.

### 9.3. C&D Foods A/S

C&D Foods i Esbjerg er en division af ABP Group med hovedkontor i Irland. C&D Foods-koncernen (Cat & Dogs) producerer årligt mere end 300.000 ton vådfoder og ca. 200.000 ton tørfoder til katte og hunde for private labels – hovedsageligt til supermarkeder i Europa. Koncernen har syv produktionssteder i seks lande i Europa, hvor fabrikken i Danmark producerer ca. 65.000 ton vådfoder årligt i aluminiumsbakker á henholdsvis 100 g, 150 g og 300 g.

Virksomheden har to dampkedler, et nyere anlæg, der maksimalt kan levere 15 t/h (ca. 10 MW), og et ældre 10 t/h-anlæg (ca. 6,6 MW), der fungerer som backup-anlæg.

Der benyttes først og fremmest damp til kogning af vådfoderet, som foregår på i alt 15 autoklaver. Der er plads til ca. 1300 kg foder i hver autoklave, og en kogning inkl. opvarmning og efterfølgende afkøling tager ca. to timer.

Kogningen foregår ved 130 °C i autoklaverne, og forsyningsdamptrykket fra kedlen er ca. 8 barg, som reduceres til 6 barg før autoklaverne i tilledningen til varmeveksler. Af praktiske hensyn tryksættes autoklaverne med trykluft til 3,5 barg under kogningen.

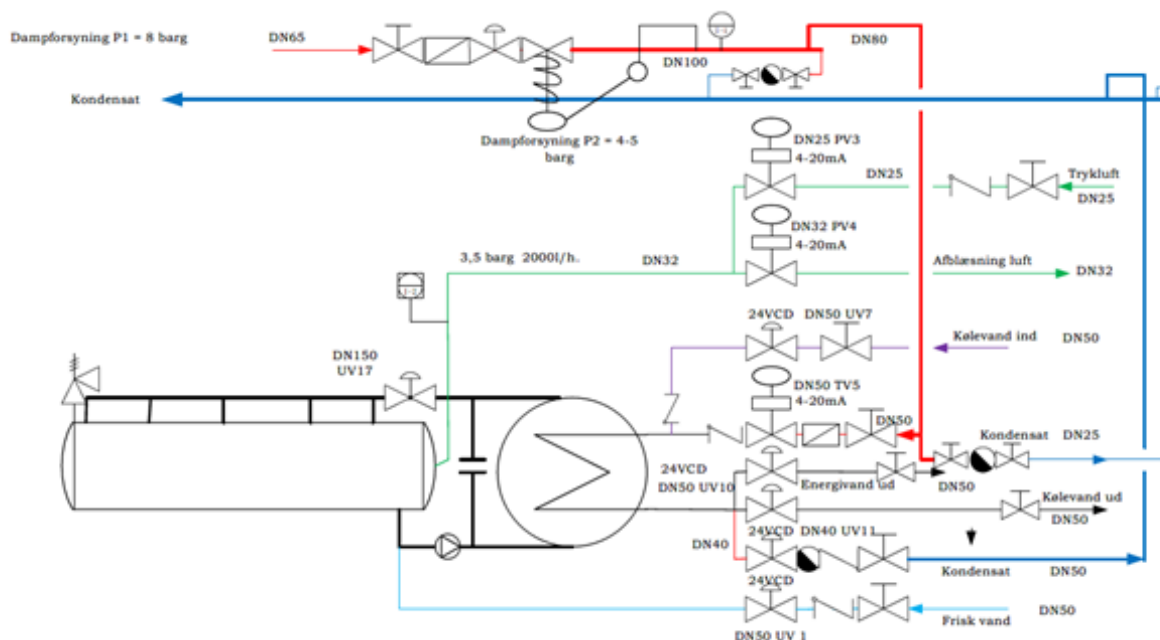
Derudover er der nogle mindre forbrugssteder:

- En damptunnel til fremstilling af kødboller benyttes ca. tre gange om ugen og forsynes med damp ved atmosfæretryk.
- Blandeanlæg til opblanding af foderet og samtidig opvarmning fra ca. 10 °C til ca. 28 °C ved direkte injektion af dampen i farsen.
- Vaskeanlæg ved ca. 30 °C (via kondensatet).

Kogning af vådfoderet foregår i de aluminiumsbægre, foderet senere forhandles i, og de pakkes i autoklaver i specielle kasser, således at omkring 1300 kg foder koges per kogning. Selve processen består af en opvarmningsfase på ca. ½ time efterfulgt af kogning i 25 til 55 minutter afhængigt af bægervægten. Derefter afkøling af autoklave inkl. indholdet til ca. 30 °C inden næste kogning, igen ca. ½ time. Der benyttes ca. 1 m<sup>3</sup> procesvand pr. kogning, og vandet tilføres ved 60-70 °C, da der varmeveksles med spildvarmen fra afkølingen.



Figur 9.1 En autoklave fyldes med bægere med katte-/hundefoder.



Figur 9.2 Principskitse for dampforsyningen til autoklaverne (C&D Foods).

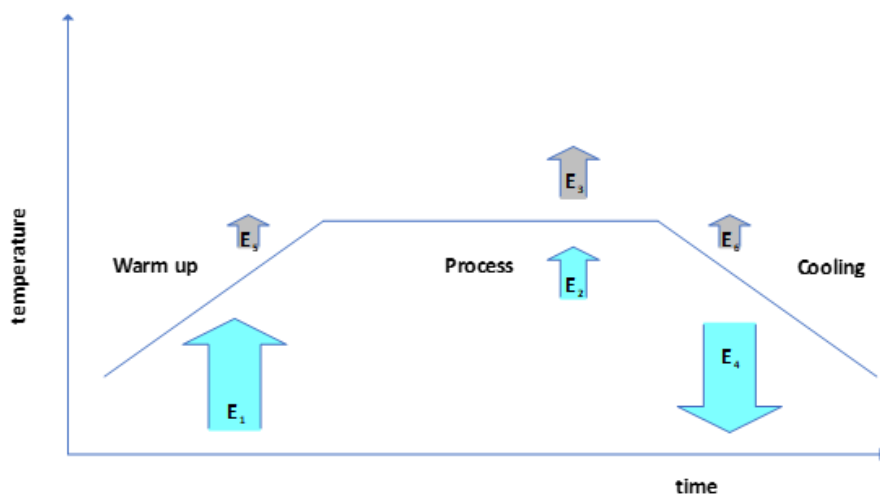


C&D Foods har gennemført detaljeret analyse og beregning af energiforbruget til en batchkogning i autoklaverne. Resultaterne er, at det kræver ca. 295 kWh pr. batch, hvoraf ca. 40 % går til at opvarme produktet (ca. 1300 kg), mens de resterende 60 % går til at opvarme autoklave og ca. 1 m<sup>3</sup> procesvand i autoklaven.

Det er vanskeligt at sammenholde med det faktiske gasforbrug til dampanlægget pga. usikkerhederne forbundet med forbruget på de øvrige forbrugssteder. Et groft overslag baseret på estimater af dette forbrug indikerer en meget lille tabsprocent for dampanlægget – et meget velfungerende dampanlæg.

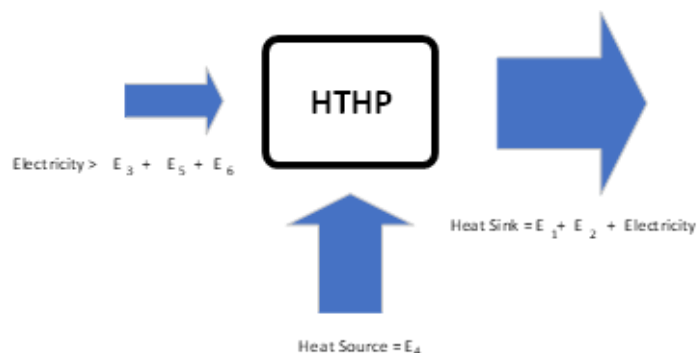
### 9.3.1. Forslag til varmepumpeløsning, central varmepumpe

Hvis den nuværende gasfyring skal afløses af varmepumpedrift, er det nødvendigt at bruge afkølingen af procesvandet og produktet som varmekilde for opvarmningen. Der er naturligvis ikke samtidighed, så det vil være nødvendigt med et bufferlager til at lagre energien i nogle timer – alternativt at foretage opvarmning af en autoklave samtidig med afkøling af en anden. Den overordnede energibalance er vist i den følgende figur:



Figur 9.3 Overordnet energibalance for opvarmning, kogning og afkøling i autoklave.

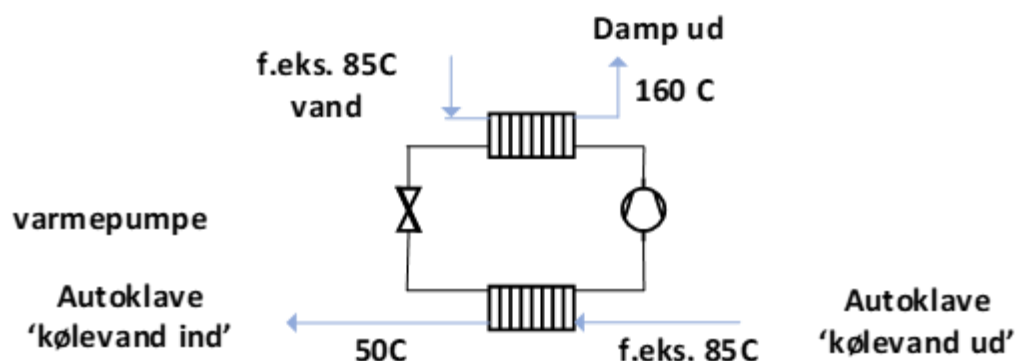
$E_1$  er den energi, der benyttes til opvarmningen, mens  $E_4$  er energien, der genvindes ved afkølingen.  $E_3$ ,  $E_5$  og  $E_6$  er energitabet til omgivelserne under de tre dele af kogningen, mens  $E_2$  er den energi, der kræves til at opretholde temperaturen under kogningen – dvs. til at dække varmetabet samt eventuel kemisk bundet energi i kogningen.



Figur 9.4 Den tilsvarende energibalancel for varmepumpedrift.

Der er opbygget en EES-model af processen baseret på denne energibalancel, og med de aktuelle tal vil processen kunne gennemføres med en teoretisk COP-værdi på ca. 3,4 – alene baseret på energibalancel. Da der tilføres elektrisk energi til processen via varmepumpen, er det ikke nødvendigt at afkøle helt ned til starttilstanden for opvarmningen – selvfølgelig afhængigt af, hvor stort et varmetab der samlet er under hele processen. Den praktiske COP-værdi ligger sandsynligvis nærmere ca. 2,5, når diverse temperaturforskelle m.m. tages med i betragtning.

Hvis det forudsættes, at det er tilstrækkeligt med et damptryk på ca. 6 barg til forsyningen, så svarer det til en mætningstemperatur på ca. 160 °C. Beregningerne viser, at afkølingen af procesvandet til ca. 55 °C er en tilstrækkelig varmekilde til varmepumpen, så disse temperaturer vil fastlægge driftsbetingelserne til den centrale varmepumpe.



Figur 9.5 Eksempel på principskitse af installation af central varmepumpe.

COP-værdien under disse forhold kan forventes at blive ca. 2,5. Det nuværende kapacitetsbehov er 5-6 MW i gennemsnit med fuld fyldekapacitet, så det skønnes, at investeringen til en varmepumpe vil være



15-25 mio. kr. – altså igen væsentligt mere end den tilsvarende gaskedel, hvor investeringen måske kun er 4-6 mio. kr.

Kølevandstemperaturen ud af autoklaven (f.eks. 70 °C) er en designværdi, der vil afhænge af valget af vandflow m.m. og skal optimeres i den aktuelle opstilling. Det vand, der ledes til kondensatoren og efterfølgende fordampes, kan varmveksles med det varme kølevand.

Antages en virkningsgrad på de typiske 60 % for dampanlægget og en gaspris på 0,22 DKK/kWh, er energiudgifterne til en kogning ca. 108 DKK. For de 15 autoklaver svarer det til ca. 810 DKK i timen eller ca. 117.000 DKK pr. uge ved 24 timers drift seks dage om ugen (7800 DKK pr. autoklave) – i alt ca. 5,84 mio. DKK årligt ved 50 ugers drift. Hertil kommer de øvrige forbrugssteder.

Batch pr. uge på 15 autoklaver	1080
Energiforbrug pr. batch	295 kWh
Energiforbrug pr. uge gas	319 MWh/uge
Energiforbrug pr. uge el	127 MWh/uge
Gaspris pr. kWh	0,22 DKK/kWh
Elpris	0,45 DKK/kWh
Energipris, gas pr. uge	116.800 DKK/uge
Energipris, el pr. uge	95.580 DKK/uge
Investering VP	15-25 mio. DKK *)

\*) estimeret for 5-6 MW varmepumpe.

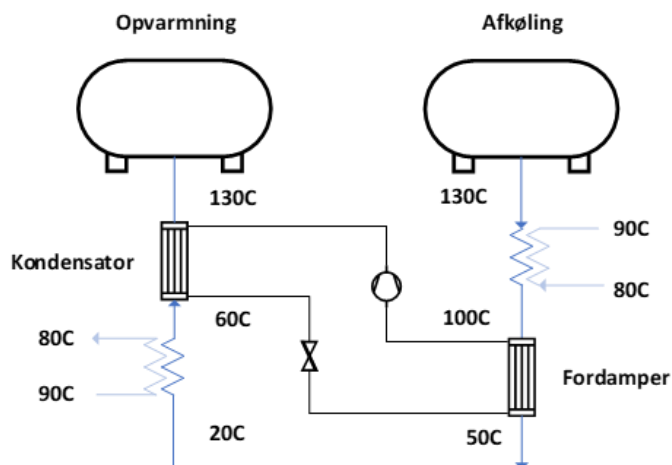
Figur 9.6 Beregningseksempel for central varmepumpe.

### 9.3.2. Decentral varmepumpe

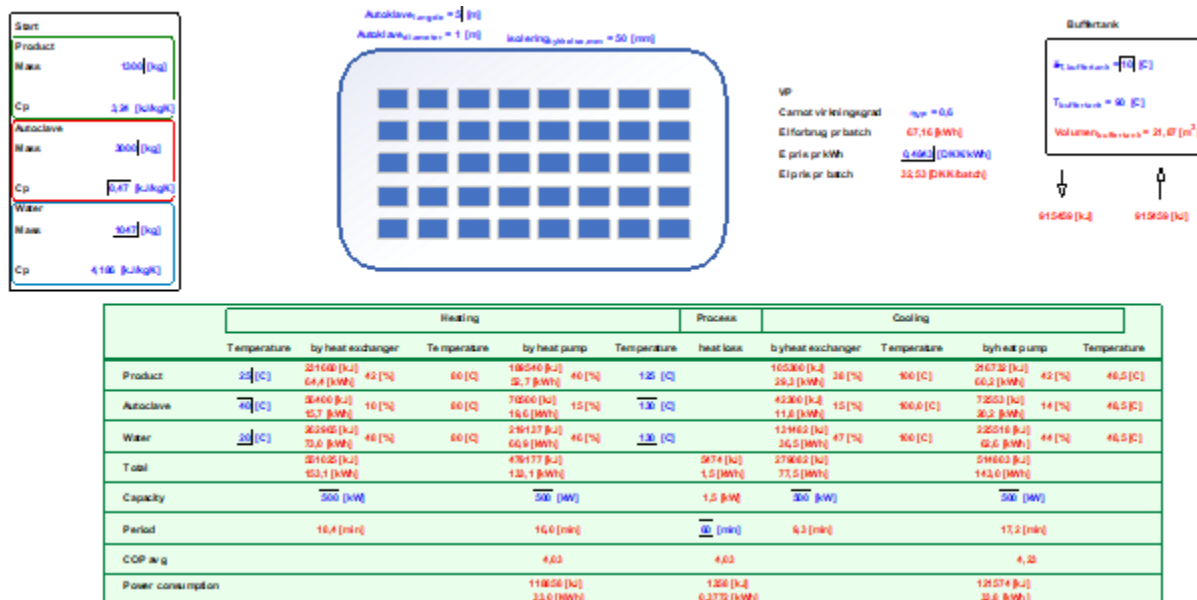
Der er væsentligt større energibesparelser ved en decentral løsning knyttet til enten hedtvandsanlæg eller autoklaver med en buffertank. Dels kan omkring halvdelen af opvarmningen/afkølingen klares af lokal varmeveksling, og dels undgås tabet ved det centrale dampsystem.

Figur 6 viser et eksempel på, hvordan en decentral varmepumpe kan installeres i forbindelse med enten et hedtvandsystem eller en buffertank. I begge tilfælde behøver der ikke være samtidighed mellem opvarmningsforløbet i den ene autoklave og afkølingen i en anden – det kan foregå via hedtvandsystem/buffertanken. I dette tilfælde er der så brug for to varmepumper med hver deres specifikationer – en til opvarmningen og en til afkølingen.

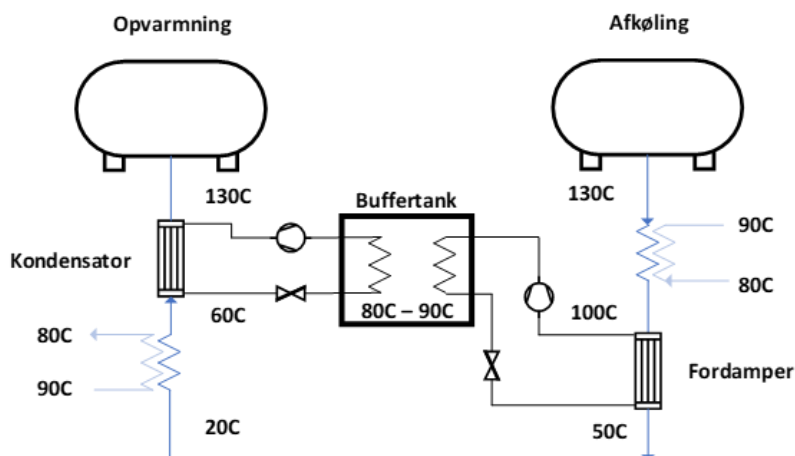
Denne opstilling er analyseret i større detaljer, og der er opbygget en EES-model, som er vist på Figur 7



Figur 9.7 Skitse af installation af decentral varmpumpe til afkøling og opvarmning.



Figur 9.8 Beregning af energiforbrug til en kogning baseret på opbygningen som vist på den foregående figur.



Figur 9.9 Skitse af installation af decentral varmepumpe med buffertank og varmepumpe til henholdsvis afkøling og opvarmning.

Modellen er opbygget med to varmepumper i stedet for en, så der behøver ikke at være samtidighed mellem opvarmning og afkøling. I begge tilfælde er kapaciteten 500 kW for at opretholde nogenlunde samme opvarmningstid som det nuværende system. Med denne kapacitet er driftstiden for hver af varmepumperne ca. 15 min., dvs. hver varmepumpe kan i princippet betjene otte autoklaver i løbet af et totimers kogningsforløb.

Driftsbetingelserne for den ene varmepumpe vil være ca. 40/100 °C og for den anden ca. 80/140 °C. Som det fremgår af de tidligere afsnit, så er den første varmepumpe tilgængelig på markedet, mens den anden stadig er under udvikling.

Batch pr. uge på 15 autoklaver	1080
Energiforbrug pr. batch	67 kWh
Energiforbrug pr. uge el	72,4 MWh/uge
Elpris	0,45 DKK/kWh
Energipris, el pr. uge	32.560 DKK/uge
Investering VP	1,5-3,0 mio. DKK*)

\*) estimeret pris pr stk. ved 500 kW – antal vil afhænge af krav til samtidighed, mindst fire varmepumper

Figur 9.10 Beregningseksempel for decentral(e) varmepumpe(r).

Energiforbruget pr. kogning kan reduceres til ca. 67 kWh og samtidig undgås dampsystemets tabsprocent. Energiudgifterne for en kogning vil kunne reduceres ganske betragteligt til ca. 30 kr. pr. kogning. Dvs. den ugentlige energiudgift ville kunne reduceres fra de nuværende ca. 117.000 til ca. 32.500 kr. – en besparelse på 84.000 kr. pr. uge eller ca. 4,2 mio. kr. pr. år.





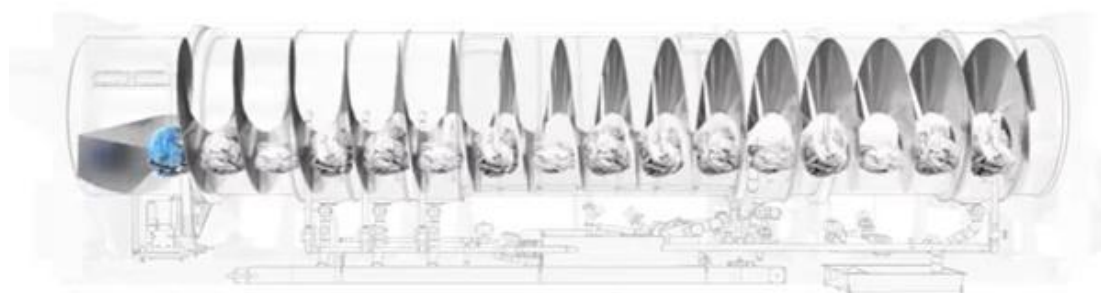
Investeringen i de to varmepumper vil skønsmæssigt være ca. 1,5-3,0 mio. kr. pr. stk. og dække halvdelen af behovet, så der skal i alt installeres fire varmepumper eller alternativt to større med tilstrækkelige dellaststyringsmuligheder. Det vil muligvis være billigere at installere én varmepumpe med driftsbetingelserne 40/140 °C som skitseret på Figur 6, når den vil være til rådighed.

De mulige løsninger har været diskuteret med virksomheden, og det var umiddelbart indstillingen at forsøge at etablere et udviklingsprojekt for at udvikle en passende varmepumpe og demonstrere anvendelsen. Det blev dog senere besluttet ikke at deltage i projektet i denne omgang, men at revurdere situationen, når der er en varmepumpe til rådighed.

#### 9.4. Berendsen A/S

Berendsen Tekstil Service A/S tilbyder leje, vask og serviceopgaver inden for tekstil- og hygiejneløsninger til private og offentlige kunder og er en del af den franske Elis-koncern. Elis er en international førende virksomhed inden for de samme arbejdsområder med aktiviteter i 28 lande i Europa og Latinamerika. I Danmark har Berendsen 17 vaskerier, og det er vaskeriet i Ølsted ved Frederiksværk, der deltager i projektet. Dette vaskeri har specielt fokus på hospitalsudstyr og arbejdstøj/uniformservice. Vaskeriet ejer og udlejer tekstil til begge områder.

Dampanlægget forsynede i starten både vasketromler, tørretumblere og ruller/presser; men i forbindelse med en energioptimering blev højtemperaturområderne tørretumbler og presse skilt fra og forsynet med varm luft fra en separat gasbrænder – dvs. luften blev direkte opvarmet vha. gasfyring i stedet for 'omvejen' omkring damp.



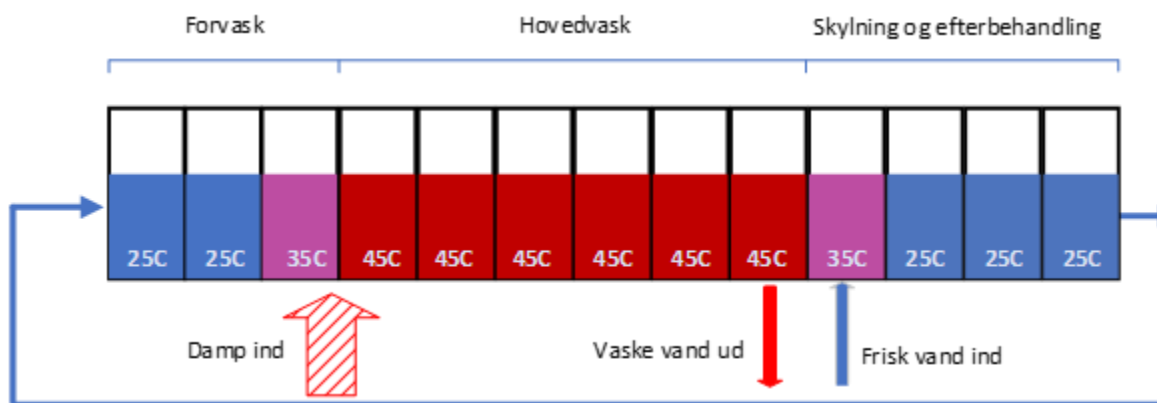
Figur 9.11 En vasketromle er inddelt i en række kamre med hver sin funktion. Tøjet opholder sig to minutter i hvert kammer (Brochure fra Jensen Group).



**Vaskerør:** Dampanlægget forsyner nu kun de to vasketromler eller vaskerør, hvor vandet opvarmes fra ca. 25 °C til 45 °C ved direkte dampinjektion. En vasketromle er inddelt i en række kamre, som hver især har en speciel funktion i vaskeforløbet fra iblødsætning, forvask, hovedvask til skylning og efterbehandling. Vasketøjet opholder sig i ca. to minutter i hvert kammer, hvor tromlen vugger frem og tilbage, og tøjet overføres derefter til næste kammer, ved at tromlen drejer en fuld omgang. Vaskeprocessen er opdelt i tre dele: en forvask ved relativt lav temperatur, en hovedvask ved højere temperatur og en skylning og efterbehandling, igen ved lav temperatur som skitseret på Figur 2.

For at reducere vandforbruget tilføres frisk vand ved starten af skylleprocessen, og dette vand føres derefter til fronten og anvendes til forvasken. Vandet opvarmes efterfølgende til hovedvasken ved hjælp af damp – evt. skiftes der vand under hovedvasken. Efter endt vask ledes vandet bort, og det friske vand varmeveksler med vaskevandet på 45 °C, så det friske vand antages at tilføres ved en temperatur på ca. 25 °C i dette tilfælde.

Der anvendes typisk 4-5 liter vand pr. kg vasketøj. De aktuelle målinger fra vaskeriet i Ølsted viser ca. 5,1 liter vand pr. kg tøj.



Figur 9.12 Princippet i en vasketromle (vaskerør). Det friske vand varmeveksler med vaskevandet på vej ind til vasketromlen.

Vaskeriet i Ølsted råder over to forskellige vaskerør. Det første har i alt 16 kamre med en taktid på 2 minutter pr. kammer og ca. 50 kg tørt tøj pr. kammer. Det andet vaskerør har 9 kamre med en taktid på 3 minutter og i gennemsnit ca. 40 kg pr. batch (variation mellem 30-60 kg).

Der bliver dagligt gennemført målinger af energiforbruget til de to vaskerør, der rådes over i vaskeriet i Ølsted, og resultatet er et gennemsnit på 0,287 kWh/kg vasketøj over en periode på mere end et halvt år.



Som beregningseksempel er det nødvendige energiforbrug til opvarmning af 1 kg vasketøj ( $C_p = 1,3$  kJ/kgK) og de tilhørende 5,1 liter vand fra 25 °C til 45 °C 0,123 kWh. Medmindre vaskerøret er isoleret, vil der også være et varmetab til omgivelserne. Det kan være vanskeligt at skønne; men antages en længde på den varme del på 3 m, en diameter på 1,5 m og et gennemsnitligt varmeovergangstal på 15 W/m<sup>2</sup>K, så bidrager det med 0,049 kWh pr. kg tøj – samlet 0,175 kWh pr. kg. Det giver umiddelbart en virkningsgrad på 61 % for det samlede dampsystem, hvilket er en meget typisk værdi i henhold til litteraturen. Det har ikke været muligt at måle disse temperaturer og flow, så i det følgende har vi antaget, at virkningsgraden for dampanlægget svarer til en typisk værdi på ca. 60 %.

Som afslutning på vaskeprocessen i det første vaskerør sørger en vandpresse for at presse vandet ud af tøjet, så der er en restfugtighed på 10-50 % alt afhængigt af typen af vasketøj. Vasketøjet fra det andet vaskerør centrifugeres, og i dette tilfælde er restfugtigheden ca. 25-35 % i tøjet.

Efter hhv. vandpresse og centrifuge sendes det centrifugerede tøj til enten tørretumbler eller rulle alt afhængigt af, om der er tale om arbejdstøj, uniformer og lign. eller linned m.m.

**Tørretumbler:** På vaskeriet i Ølsted er der installeret i alt otte tørretumblere, som hver tørrer ca. 50 kg pr. batch (maks. kapacitet 70 kg) – dels som fuldtørring og dels som oprystning, før det overføres til rullen. Hver batch (fuldtørring) tager ca. 15 minutter, og der er en restfugtighed på ganske få procent, når tøjet tages ud. Der er ikke detaljerede målinger over, hvor stor en andel af tøjet der går til tørretumbler hhv. rulle.



Figur 9.13 Industriel rulle til linned, duge m.m. (Brochure fra Jensen Group).

**Rulle:** Vaskeriet råder over to store ruller til at presse/stryge tøjet. De er som nævnt ikke længere tilknyttet dampanlægget, men bliver i stedet opvarmet ved et varmt olieanlæg, hvor olien opvarmes ved gasfyring i lighed med tørretumblerne.



Hvis det forudsættes, at rullerne ligeledes tørrer tøjet fra den samme restfugtighed som tørretumbleren, så kan der foretages en samlet vurdering af tørreprocessen, da der foretages målinger af det samlede gasforbrug til tørretumblere og ruller under et.

De daglige målinger foretages af gasforbrug og tøjmængder, og det viser sig, at der i gennemsnit over en længere periode bruges 0,677 kWh pr. kg tørret tøj.

Beregninger viser, at under forudsætning af 30 % restfugtighed – hvilket nogenlunde svarer til de målte gennemsnitsværdier – og en temperatur på 25 °C som startværdi og en slutrestfugtighed på 0 % og temperatur 60 °C, så skal der bruges ca. 0,21 kWh pr. kg tørt tøj til tørreprocessen, idet der fordampes ca. 15 kg vand pr. batch. Den målte værdi i et halvårligt gennemsnit er 0,677 kWh/kg tøj svarende til en overordnet virkningsgrad på ca. 30 % for tørretumbler og rullesystemet. Den nødvendige effekt til fordampning af vandet er ca. 40 kW pr. tørretumbler.

#### 9.4.1. Forslag til varmepumpeløsning, central og decentral varmepumpe

**Vaskerør:** Hvis der etableres en decentral dampproduktion ville tabet i dampsystemet som sådan kunne undgås, og der skulle installeres en effekt på ca. 530 kW. COP for anlægget ville være den samme, ca. 2,1, så de tilsvarende nøgletal er vist i Figur 9.14. Som nævnt er varmepumper til denne løsning stadig på prototypestadiet og afventer en egentlig kommerialisering.

Vasketøj pr. uge	98560 kg
Energiforbrug pr. kg	0,287 kWh/kg
Energiforbrug pr. uge	27727 kWh/uge
Energiforbrug pr. uge	7922 kWh/uge
Gaspris pr. kWh	0,22 DKK/kWh
Elpris	0,45 DKK/kWh
Energipris, gas pr. uge	6100 DKK/uge
Energipris, el pr. uge	3565 DKK/uge
Investering VP	4,1 mio. DKK *)

Figur 9.14 Nøgletal for installation af decentral, dampproducerende varmepumpe. \*) prisen er estimeret ved hjælp af det udviklede værktøj, jf. afsnit 6.

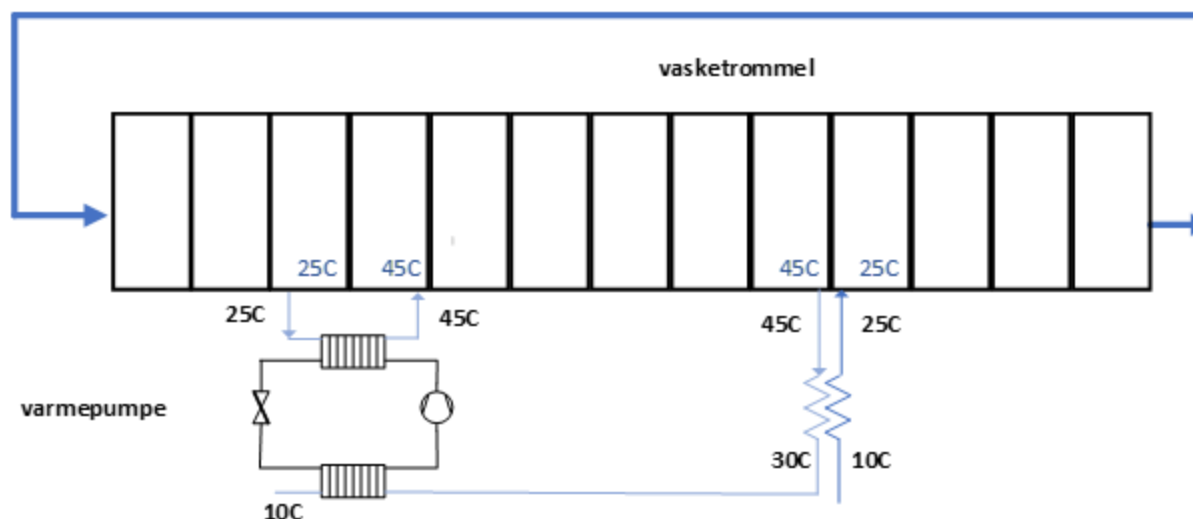
Men energiforbruget til vaskeprocessen vil kunne reduceres meget væsentligt allerede nu ved at undgå dampproduktionen og udelukkende fokusere på den nødvendige opvarmning af vaskevandet fra ca. 25 °C til 45 °C. Herved ville den ugentlige energjudgift kunne reduceres fra ca. 6100 kr. til ca. 3600 kr.

Da der er tale om en kontinuerlig proces, vil det være muligt at forsyne hvert af de to vaskerør med en varmepumpe. Evt. kan en fælles varmepumpe forsyne begge, hvilket muligvis vil kræve et buffertanksystem alt afhængigt af mulighederne for dellastdrift af den aktuelle varmepumpe.



Varmekilden vil være afkøling af vaskevandet, der ledes bort efter hovedvasken ved en temperatur på ca. 45 °C, og som efter varmevekslingen med det friske vand, der tilføres skyllingen, vil være sænket til f.eks. 30 °C. Varmepumpens afkøling vil være f.eks. fra 30 °C til 10 °C, og denne afkøling vil være varmekilden til varmepumpen.

COP for denne varmepumpe vil være ca. 4,3, hvis der antages en 5 °C temperaturredifference på henholdsvis fordampner og kondensator.



Figur 9.15 Eksempel på installation af decentral varmepumpe til vaskerøret. Energiudgifterne til opvarmning af vandet vil kunne reduceres til 10-15 % af det nuværende forbrug.

Vasketøj pr. uge	98560 kg
Energiforbrug pr. kg (gas)	0,287 kWh/kg
Energiforbrug pr. uge (gas)	27727 kWh/uge
Energiforbrug pr. kg (el)	0,039 kWh/kg
Energiforbrug pr. uge (el)	3868 kWh/uge
Gaspris pr. kWh	0,22 DKK/kWh
Elpris pr. kWh	0,45 DKK/kWh
Energipris, gas pr. uge	6100 DKK/uge
Energipris, el pr. uge	1741 DKK/uge
Investering VP	1,5-3 mio. DKK

Figur 9.16 Nøgletal for installation af decentral vand-vand-varmepumpe.

Den ugentlige besparelse vil være ca. 4360 kr. – dvs. ca. 218.000 kr. om året til de to vasketromler. Kapacitetsbehovet vil som nævnt være ca. 530 kW, og investeringen anslås til ca. 1,5-3 mio. kr.



**Tørretumbler og ruller:** Selvom tørretumbler og ruller ikke længere bliver opvarmet af dampanlægget, så er der regnet på konsekvenserne af en varmepumpeløsning også i dette tilfælde. Der vil ikke umiddelbart være en varmepumpe på markedet til opvarmning af luften til 180 °C, men der vil kunne opnås meget væsentlige besparelser, når en varmepumpe bliver til rådighed på et tidspunkt. Eksempel på udregning er vist i Figur 5.

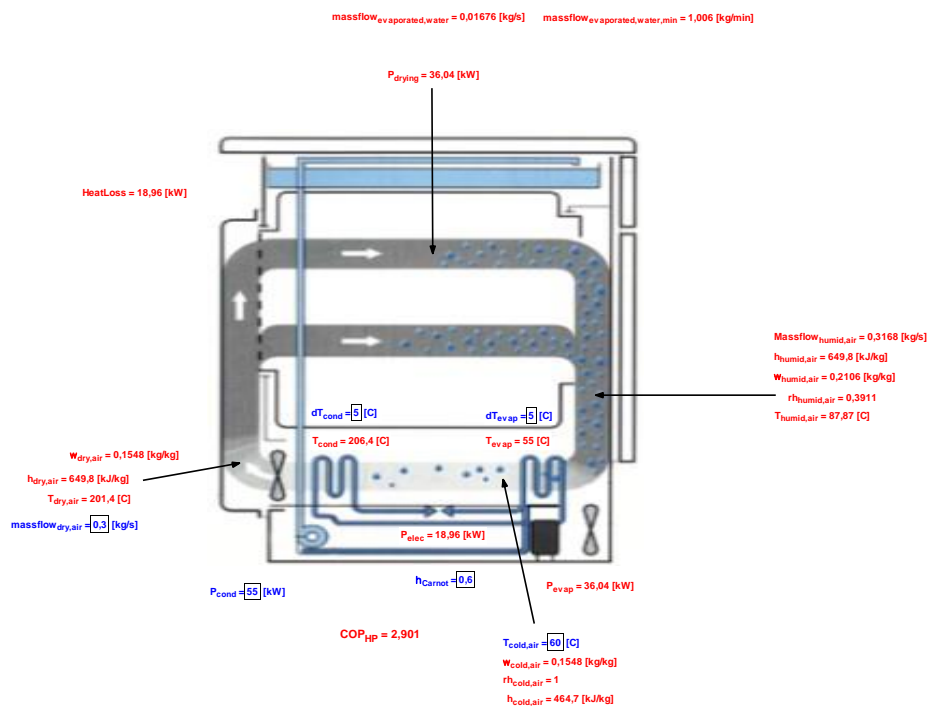
Energiforbruget til en 15 minutters batch med 50 kg (tørt) tøj vil være ca. 3,54 kWh el, hvor det nuværende forbrug er ca. 16,9 kWh gas. Her antages nogenlunde ens betingelser for henholdsvis tørretumbler og rulle, og beregninger og målinger er foretaget samlet set for en uge for tørretumbler og rulle under et.

Vasketøj pr. uge	98560 kg
Energiforbrug pr. kg (gas)	0,677 kWh/kg
Energiforbrug pr. uge (gas)	66725 kWh/uge
Energiforbrug pr. kg (el)	0,095 kWh/kg
Energiforbrug pr. uge (el)	6903 kWh/uge
Gaspris pr. kWh	0,22 DKK/kWh
Elpris pr. kWh	0,45 DKK/kWh
Energipris, gas pr. uge	14680 DKK/uge
Energipris, el pr. uge	3106 DKK/uge
Investering VP	2,8 mio. DKK

Figur 9.17 Nøgletal for installation af højtemperaturvarmepumpe.

Den ugentlige besparelse vil i dette tilfælde blive ca. 11.575 kr. pr. uge eller ca. 580.000 kr. årligt i forhold til de nuværende energiudgifter.

Investeringen er naturligvis usikker, da en brugbar varmepumpe endnu ikke er til rådighed, men kapacitetsbehovet for de otte tørretumblere og de to ruller vil skønsmæssigt være ca. 350 kW, og dermed kan der forventes investeringer på 2,8 mio. kr. ved ekstrapolation af det udviklede værktøj.



Figur 9.18 Eksempel på driftsbetingelser for en varmepumpedrevet tørretumbler. Lufttemperaturen er ca. 200 °C, kapaciteten ca. 55 kW pr. tørretumbler og COP ca. 2,90.



## 10. Referencer

- [1] P. Brøndum, »Utilisation of low-grade waste heat by means of high temperature heat pumps - EUDP 64010-0026,« Grontmij Carl Bro, 2013.
- [2] Viegand og Maagøe A/S, »Kortlægning af energiforbrug i virksomheder,« Energistyrelsen, 2015.
- [3] »ELFORSK 350-038 "Elektrificering af processer og teknologier i danske virksomheder,« DTU Mekanik, 2018-2020.
- [4] »Application of Industrial Heat Pumps,« IEA HPP-IETS Annex 35/13, 2015.
- [5] US Dept. of Energy, Advanced Manufacturing Office, Improving Steam System Performance: A Source book for Industry, US Department of energy, 2012.
- [6] C. A. e. al., »High Temperature Heat Pumps: Market overview, state of the art, research status, refrigerants and application potential,« *Energy*, pp. 985-1010, 2018.
- [7] »The Engineering Toolbox,« [Online]. Available: [https://www.engineeringtoolbox.com/mollier-diagram-water-d\\_308.html](https://www.engineeringtoolbox.com/mollier-diagram-water-d_308.html).
- [8] »TLV Toolbox,« [Online]. Available: <https://www.tlv.com/global/ME/mobile/>.
- [9] Rockwool, Den lille tekniske, Rockwool A/S, 2018.
- [10] Swagelok Energy Advisors, Inc, »Steam System Thermal Cycle Efficiency - Part I, Document no. 33,« Swagelok, 2011.
- [11] US Dept of Energy, EERE, »Improving Steam System Performance- A Sourcebook for Industry,« US Dept of Energy, 2004.
- [12] United Nation Industrial Development Office, »Manual for Industrial Steam Systems, assessments and optimization,« UNIDO, 2016.
- [13] K. Paffel, »Steam system thermal cycle efficiency,« *Plant Engineering*, March 31, 2020.
- [14] Energistyrelsen og Energinet, »Technology Data - Industrial process heat and cc,« Energistyrelsen, April 2020.
- [15] »Energinet.dk«.
- [16] R. K. M. P. F. B. M. U. E. B. S. F. J. S. S. B. C Arpagaus, »High Temperature heat pumps using HFO and HCFO refrigerants - system design and experimental results,« *Proc. 25th Int Congress of Refrigeration, Montreal*, pp. 4239-4347, Aug 2019.
- [17] IPU, »CoolPack,« 2020. [Online]. Available: <https://www.ipu.dk/products/coolpack/>.
- [18] P. Lemminger, B. Paaske, N. From, N. P. Reinholt og L. Reinholt, »Hybridvarmepumpe til fjernvarme, EUDP proj 64013-0164,« Energistyrelsen, 2018.





- [19] »Industrial Heat Pumps - The information platform for industrial hat pumps,« De Kleijn energy Consultants & Engineers, 2020. [Online]. Available: industrialheatpumps.nl.
- [20] T.-M. Tveit, »Performance analysis and verification of novel high temperature diffrence heat pump,« *Proc 11th IEA Heat Pump Conf, Montreal*, p. Paper O.2.2.3, 12-16 May 2014.
- [21] I. S. K. H. H. T Kaida, »Experimental performance evaluation of heat pump-based steam suffly system,« *Proc. 9th Int. Conf. on compressors and their systems*, pp. 1-9, 7-9 Sept. 2015.
- [22] Y. Kuromaki, Skribent, *Industrial Heat Pump reduce cost and save energy in actual cases*. [Performance]. Chillventa præsentation, 2012.
- [23] G. t. B. P Kremers, Skribent, *High Temperature Het Pump - Recycling low value waste heat for steam production*. [Performance]. Bronswerk heat Transfer, Utrecht, 16 Jun, 2016.
- [24] F. B. M. B. B. E. B Zühlsdorf, »Analysis of technologies and potentials for heat pump-based proces heat supply above 150C,« *Energy Conversion and Management: X2*, pp. 1-20, 2019.
- [25] P. A. D. S. P. C. F. P. J.-L. 2. Larminat, »A high temperature heat pump using water vapor as working fluid,« *Proc 11th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, Hangzhou*, Aug 2014.
- [26] F. B. M. B. B. e. B. Zuhlsdorf, »Analysis of technologies and potentials for heat pump-based process heat supply above 150C,« *Energy Conversion and Management*, pp. 1-20, 2019.
- [27] C. A. e. al., »Theoretical Investigation of a High Temperature Heat Pump using a Micro Turbo Compressor and Water as Refrigerant,« *Proc. IIR GL 2018 ID 1201*, pp. 1-9, 2018.
- [28] B. e. al, »IEA Heat Pump Technology Annex 48, Task 1: Industrial Heat Pumps, Second Phase, danish Report,« IEA, 2019.



**TEKNOLOGISK**  
**INSTITUT**