

Kompendium - Varmepumper

1. INVITATION til Danmarks første messe om eldrevne varmepumper i fjernvarmesystemet. Onsdag den 17. april 2013 kl. 8.30-15.00 i Aalborg Kongres og Kulturcenter
2. Artiklen: "Endelig: Store varmepumper ind i varmen med lavere elgift"
3. Lavere afgift på elvarme og ændret sats for godtgørelse fra den 1. januar 2013.
4. Rapporten: "The role of large-scale heat pumps for short term integration of renewable energy"
5. Elforsk rapporten: "Grundvandsvarmepumper og -køling med grundvandsmagasiner som sæsonlager"
6. Uddrag fra Energistyrelsens teknologikatalog om elkedler og varmepumper.
7. Leverandører af eldrevne varmepumper – oversigt fra SMARTVARME.DK
 - a. Produktblad for Advansors compHEAT
 - b. Produktblad for Sabroes HeatPAC
 - c. Produktblad for ICS NeatPump
8. Termodynamik : teoretisk grundlag, praktisk anvendelse – udvalgte sider om køleanlæg.

Font-størrelse: [større](#) [mindre](#) [nulstil](#)



Hovedmenu

- Velkommen
- Flere nyheder
- Videnscentre og rådgivere
- MBBloggen

Elkedler

- Elkedler geografisk
- Elkedler liste
- Leverandører

Varmepumper

- Viden
- Leverandører

Kursusmateriale

- Kursus 4. april 2013
- Kursus 19. marts 2013
- Kursus 13. marts 2012
- Kursus 9. marts 2011
- Seminar 23. april 2009
- Kursus 24. februar 2009
- Kursus 22. april 2008
- Kursus 26. september 2007
- Kursus 21. november 2006



VARMEPUMPER I FJERNVARMESYSTEMET: KONFERENCE OG MINI-MESSE - 17. APRIL 2013 I AALBORG KONGRES OG KULTUR CENTER

Senest opdateret: Lørdag, 23. februar 2013 18:43
Skrevet af Morten Boje Blarke
Mandag, 23. januar 2012 11:50

FleksEnergi, Aalborg Universitet og Dansk Fjernvarme afholder for første gang i Danmark en messe om varmepumper i fjernvarmesystemet. Arrangementet vil indeholde en konference med oplægsholdere og casehistorier samt en mini-messe med match-making i højsædet. På mini-messen kan I bl. a. møde leverandører og udviklere af varmepumper samt rådgivere.

Tema-dagen og mini-messen formidler unik indsigt i helt aktuelle teknologiske og økonomiske muligheder omkring design, investering og drift af varmepumper i fjernvarmen.

Tilmelding kan ske ved at klikke [her](#) eller via mos@aalborg.dk

Vi ser frem til en spændende og lærerig temadag!

SMARTVARME.DK formidler viden om elkedler og varmepumper i den decentrale kraftvarmeproduktion. En stor del af indholdet baserer sig på en kursusrække gennemført i regi af Dansk Fjernvarme.

[Klik her for information om Dansk Fjernvarmes næste kursus i elkedler og varmepumper](#)

Følg med i vores [nyheder](#) og [blog](#), hvor vi diskner op med lokale nyheder og debat omkring fremtiden for de lokale kraftvarmeverker og fjernvarmeverker.

Seneste nyt

- [Fjernvarmeaftale endeligt på plads](#)
- [Fjernvarme bliver en guldgrube for byggeriet](#)
- [Viborg Fjernvarme vil pantsætte aktiver](#)
- [Varmepriisen falder for forbrugerne i Ribe](#)
- [Kassen er tom i Viborg Fjernvarme](#)
- [Fagfolk til politikere: Smart grid-strategi bør inkludere fjernkøling](#)
- [Enig branche: Danmark sylter fjernkøling](#)
- [Den danske fjernvarme spår nyt eksporteventyr](#)
- [Aarhus får grønnere fjernvarme](#)
- [Flertal vil pålægge fjernvarmepligt](#)
- [Standard industrivarmepumper på kraftvarmeverk er en succes](#)
- [konstaterer Halicon](#)
- [Brugermøde om fjernvarmen i Terslev](#)
- [Søverrummet varmer Hedensted Rådhus op i snevejret](#)
- [Fredenksberg får fjernkøling](#)
- [Solglæde i Dronninglund efter syv års kamp](#)

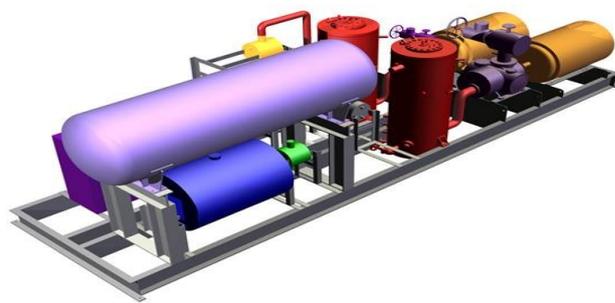
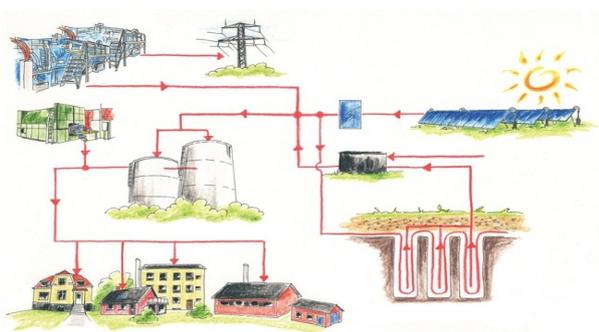
Administreret af: [Morten Boje Blarke](#)

INVITATION

Danmarks første messe om eldrevne varmepumper i fjernvarmesystemet

Onsdag den 17. april 2013 kl. 8.30-15.00 i
Aalborg Kongres og Kulturcenter

Tema-dagen og mini-messen formidler unik indsigt
i helt aktuelle teknologiske og økonomiske muligheder omkring
design, investering og drift af varmepumper i fjernvarmen



8.30 Kaffe og registrering

9.00 Forsyningsikkerheden og de decentrale værker
v/ Charlotte Søndergren, Dansk Energi

9.20 Store eldrevne varmepumper – ny teknologi, nye afgifter, nye tider
v/ Morten Boje Blarke, AAU

9.40 Case studie Frederikshavn – en CO₂ varmepumpe på spildvarmen
v/ Kim Arp, Frederikshavns Forsyning

10.00 Case studie Ans – en R600a varmepumpe på Tange Sø
v/ Bjarke Paaske, Teknologisk Institut

10.20 Kaffepause

10.50 Case studie Brødstrup – 3 varmepumper, 3 opgaver
v/ Niels From, PlanEnergi

11.10 Case studie Nordjylland – en dual-mode varmepumpe til vand- og varmeforsyning
v/ Morten Boje Blarke, AAU

11.30 Frokost

12.30 Mini-Messe og Match-Making

Stand 1: EMD International A/S

Drifts- og investeringsanalyser

Stand 2: Industri Montage Vest A/S

Leverandør af hybridvarmepumper

Stand 3: Johnson Controls A/S og AEA A/S

Leverandører af varmepumper

Stand 4: ICS Energy A/S

Leverandør af ammoniak-varmepumper

Stand 5: Advansor A/S

Leverandør af CO₂ varmepumper

Stand 6: PlanEnergi

Rådgivning omkring varmepumper

Stand 7: NEAS Energy A/S

Leverandør af markedsprodukter

Stand 8: EnergiDanmark

Leverandør af markedsprodukter

Stand 9: Dansk Varmepumpe Industri

Leverandør og udvikling af varmepumper

Stand 10: Grøntmij A/S

Rådgivning omkring varmepumper

Stand 11: SVEDAN A/S

Leverandør af køle- og klimaanlæg

Stand 12: Teknologisk Institut

Rådgivning omkring varmepumper

15.00 Opsamling + overraskelse





Pragtfuldt sommerophold på det historiske Hindsgavl

Spar 50% på skønt sommerophold på Hindsgavl Slot. 2 overnatninger inkl. middag begge dage. Kun 2.495 kr. for 2 personer.

50%
Pris 2.495 kr.
Værdi 4.990 kr.

LÆS MERE

Ingeniøren+

Endelig: Store varmepumper ind i varmen med lavere elagift

Høje afgifter på el har hidtil spændt ben for brug af store varmepumper, som omsætter spildvarme fra industrier og kraftvarmeværker til fjernvarme. En afgiftsnedsættelse åbner nu nye muligheder.

Af [Sanne Wittrup](#), 5. dec 2012 kl. 10.47

Vi har skrevet om det rigtig mange gange: Store varmepumper, der omsætter spildvarme til fjernvarme giver både en mere effektiv brændselsudnyttelse og er rigtig gode til at integrere store mængder vindkraft i energisystemet, fordi overskudsstrømmen fra møllerne kan drive varmepumperne.

Men høje elafgifter har hidtil været en effektiv bremse for at få økonomi i varmepumpe-investeringerne for virksomheder og fjernvarmeselskaber med varme i overskud.

Nu ser det imidlertid ud til, at politikerne har lyttet, for de høje elafgifter bliver sat ned med virkning fra næste år, fremgår det af finanslovsforslaget for 2013. Energifgiften på el til opvarmning bliver ifølge forslaget reduceret med 29,3 øre - fra 52,6 øre pr. kWh til 23,3 øre pr. kWh for virksomheder.

Og det vil ifølge afdelingsleder John Tang i Dansk Fjernvarme være det, der skal til, for at få gang i udnyttelse af spildvarmen fra virksomheder og fjernvarmeværkerne:

»Potentialet er meget stort. Man kan jo sige, at al den energi, der bliver brugt i industrien, kommer ud som varme ét eller andet sted i processen, og det kan jo udnyttes,« siger han.

Kilden kan for eksempel være et mejeri, der udnytter spildvarmen fra køling af

mælk.

70 virksomheder kan opvarme 46.000 husstande

Han henviser til en rapport fra Energistyrelsen, som i 2010 anslog, at der fra 70 større kvoteomfattede virksomheder er spildvarme nok til at opvarme, hvad der svarer til 46.000 danske husstande.

»Hvis man dertil lægger potentialet i at udnytte tabet i skorstenen på de decentrale kraft-varme-værker, så kommer man op på ikke under 174.000 husstande, hvilket svarer til 10 pct. af det samlede fjernvarmeforbrug i dag,« vurderer han.

Han anslår videre, at spildvarmen i røggasserne fra de decentrale værker vil kunne give grundlag for etablering af 100 MW regulerbar varmepumpekapacitet - som i gennemsnit kører 4.000 timer om året.

Økonomien kommer til at hænge sammen

Også hos firmaet Kronborg, som har specialiseret sig i rådgivning og projektering af større varmepumpeanlæg til industri og kommuner, vurderer teknisk chef Karsten Petersen, at nedsættelsen vil gøre en væsentlig forskel for økonomien, når det gælder om at udnytte spildvarmen til fjernvarme:

»Vi mærker en stigende interesse fra virksomhedernes side, men hidtil har vi måttet sige til dem, at vi godt kan levere teknologien, men at økonomien ikke hænger sammen. Det bliver anderledes nu,« siger han.

Han vurderer, at potentialet er stort også blandt mindre virksomheder, som er uden for EU's kvotesystem:

»Men både afregningsform og varmepris hos det pågældende fjernvarmeselskab spiller en stor rolle i den samlede projektøkonomi. Jo højere variable priser, desto bedre for projektet,« siger Karsten Petersen, der godt kunne ønske sig en mere ens varmepris, som viser, at værkerne rent faktisk gerne vil aftage spildvarmen.

DI: Sænk også afgift på energi til proces

Hos Dansk Industri kalder energichef Troels Ranis afgiftslettelsen for 'den rigtige vej'. Men han mener, at regeringen også bør nedsætte afgiften på energi til proces:

»Før det for alvor vil rykke ved økonomien i spildvarmeprojekterne, er der også brug for en omlægning af afgiften på procesenergi. Den ene afgiftsnedsættelse er ikke nok til at få projekterne på skinner,« påpeger han.

Lovforslaget bygger på det politiske forlig mellem regeringen og enhedslisten og omfatter også nedsættelse af elvarmeafgiften for private helårsboliger.

Forslaget skal drøftes politisk 12. december og forventes vedtaget inden jul. Mere præcist onsdag 19. december.

Dokumentation

Lovforslaget

Emner: [Varmepumper](#)

Se også

- [Regeringsbestilt rapport anbefaler lavere el-afgifter fra næste år](#) 25. okt 06.20
- [Elbiler og varmepumper klarer ikke vindmølle-strømmen alene](#) 25. nov 00.45
- [Ingeniørens opskrift til energiministeren: Hent 1,7 mia. på store varmepumper](#) 25. nov 06.02
- [Milliard-gevinst på store varmepumper skudt til hjørne](#) 2. dec 12.43
- [Store varmepumper kan spare industrien for 5.000 TJ nu og her](#) 15. feb 12.53

Læs også



Halvdelen af danskerne kan få billig strøm om natten fra 2015



Energiforbruget i sommerhuse er eksploderet



Grundfos giver overskudsvarme til varmeværk gennem grundvandslommer



Resumé Folketinget har den 19. december 2012 vedtaget lovforslag L 82, om bl.a. ændring af elafgiftsloven med en nedsættelse af afgiften på elvarme. Samtidig ændres satserne for godtgørelse af elafgift af til rumvarme mv. i momsregistrerede virksomheder. De nye satser træder i kraft den 1. januar 2013.

Folketinget har den 19. december 2012 vedtaget lovforslag L 82, om bl.a. ændring af elafgiftsloven med en nedsættelse af afgiften på elvarme, det vil sige satsen for forbrug af elektricitet, der overstiger 4.000 kWh i helårsboliger, som opvarmes ved el, herunder elvarmepumper, og satsen for godtgørelse af elafgift af forbrug til rumvarme mv. i momsregistrerede virksomheder, herunder også bilagsvirksomheder.

Lovforslaget er en del af en Afgifts- og konkurrencepakke i Finanslovsaftalen for 2013.

Ny elvarmesats

I perioden 2013 til og med 2015 gælder der følgende satser for forbrug af elektricitet, der overstiger 4.000 kWh i helårsboliger, som opvarmes ved el:

Afgiftselementer			1. jan. - 31. dec. 2013	1. jan. - 31. dec. 2014	1. jan. - 31. dec. 2015
1.	Energiafgift	øre/kWh	23,3	23,7	24,2
2.	Energieffektiviseringsbidrag	øre/kWh	0,6	0,6	0,6
3.	El-distributionsbidrag	øre/kWh	4,0	4,0	4,0
4.	Tillægsafgift	øre/kWh	6,2	6,3	6,4
Afgift i alt efter elafgiftsloven (elafgift)		øre/kWh	34,1	34,6	35,2

Efter 2016 reguleres satserne på grundlag af ændringer i nettoprisindekset.

Satserne for Energieffektiviseringsbidrag, El-distributionsbidrag og Tillægsafgift ændres ikke ved dette lovforslag.

Ny godtgørelsessats for elvarme i momsregistrerede virksomheder, herunder også bilagsvirksomheder

I perioden 2013 til og med 2015 gælder der følgende satser for godtgørelse af elafgift af forbrug til rumvarme mv. i momsregistrerede virksomheder, herunder også bilagsvirksomheder:

		1. jan. - 31. dec. 2013	1. jan. - 31. dec. 2014	1. jan. - 31. dec. 2015
Godtgørelse af elafgift	øre/kWh	41,3	42,0	42,9

Ikræfttrædelse

Loven træder i kraft den 1. januar 2013.

Mere information

Hvis du har brug for mere information, er du velkommen til at kontakte SKAT på tlf. 72 22 18 18.

The role of large-scale heat pumps for short term integration of renewable energy

*Case study of Denmark towards 50% wind power in 2020
and technology data for large-scale heat pumps*

Brian Vad Mathiesen*, Morten Boje Blarke**, Kenneth Hansen*, David Connolly*

* Department of Development and Planning, Aalborg University

** Department of Energy Technology, Aalborg University

Contents

1. Introduction.....	3
2. Technology and concepts.....	3
2.1. Large heat pumps concepts.....	3
2.2. Fluid/Refrigerant	4
3. Heat pump development and suppliers.....	6
4. Role of heat pumps in energy systems until 2020	8
4.1. Energy system analysis/case study.....	10
4.2. Policies to incentivise heat pumps	12
5. Data sheets.....	14
5.1. High-temperature heat output (current and future technologies).....	14
5.2. Heat source uptake investment costs:	15
6. Bibliography.....	16

1. Introduction

In general two types of heat pump technologies exist – absorption heat pumps (using external heat like steam, flue gas, hot water etc.) and compressor heat pumps (using electricity) – but only the compressor heat pumps are efficient in terms of integrating more intermittent renewable energy in the energy system. Absorption heat pumps are also important in a renewable energy system to increase the share of renewable energy in the district heating production, but serve the purpose of e.g. enabling the use of geothermal energy. In this report only compressor heat pumps are included.

2. Technology and concepts

The heat pump technology is under constant development, illustrated by the fact that the efficiencies of the heat pumps have increased by 50-100% within the last 25 years, equivalent to the technical lifetime of a heat pump (Poulsen 2007). Therefore this chapter will be divided into current and near term technologies, thus outlining the type of heat pump technologies which can be used for integrating renewable energy.

The heat output is calculated by a measure called COP, representing the thermal output in comparison to the electricity input. In practice, the COP will be lower because of the loss of heat in the system. The COP value – the heat output – is generally between 2 to 5 times the drive energy.

2.1. Large heat pumps concepts

A heat pump always produces heating and cooling simultaneously. In fact, the most efficient application of heat pumps is for the combined supply of heating and cooling. Nevertheless, heat pumps are most often used for producing either heating or cooling considering the associated bi-product as recovered heat in heating-only mode, and as heat loss in cooling-only mode.

Figure 2 illustrates the basic concepts for large-scale heat pump applications in district heating:

- Top row: HP-ES: heat pump either co-producing cooling or relying on heat recovery from external source (ES) such as ground source, waste water, or other external low temperature heat source. Optionally integrated with an existing CHP plant or boiler (CHP-HP-ES). These concepts are currently possible to integrate in district heating.
- Bottom row: CHP-HP-FG: heat pump relying on heat recovery from flue gas (FG) of existing CHP plant or boiler. Optionally integrated with an intermediate cold storage (CS) that allows for non-concurrent operation of HP unit and CHP/boiler unit (CHP-HP-FG-CS). These types of heat pumps in combination with CHP and possibly a cold storage are using the newest technologies and concepts for heat pumps. To date they have not been implemented in many district networks and the CHP-HP-FG-CS concept is still in the demonstration phase. It may however be on the market in the near term.

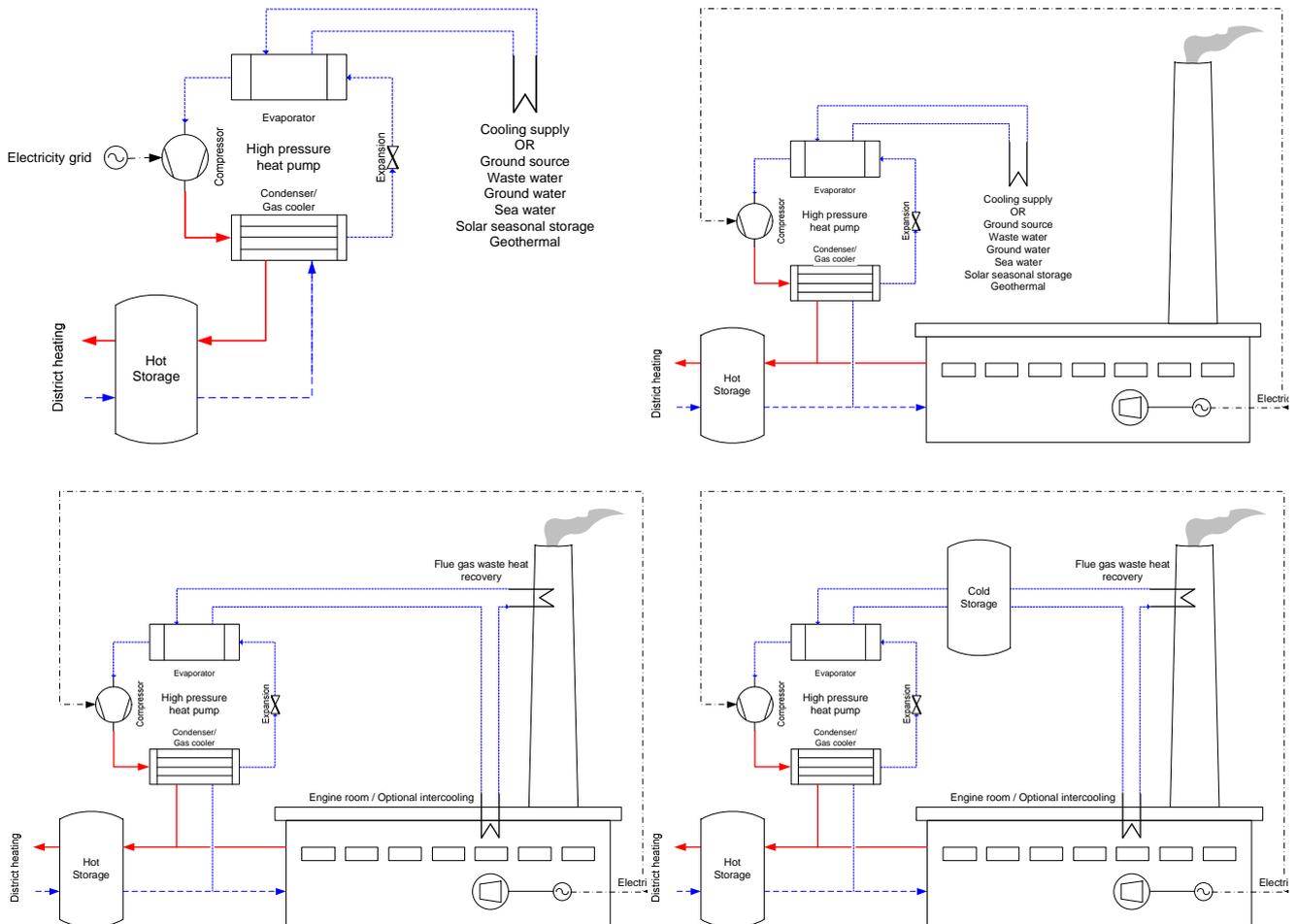


Table 1: Basic concepts for large-scale heat pump applications in district heating. Top left: HP-ES. Top right: HP-ES with CHP. Bottom left: HP-FG with CHP. Bottom right: HP-FG-CS with CHP (Blarke 2008; Blarke and Dotzauer 2011; Blarke 2012) .

In the CHP-HP-FG concept, the heat pump may be established anywhere on the district heating grid using the grid's return line as low-temperature heat source. A lower return temperature at the plant allows for further cooling of the flue gasses, thus allowing the heat pump to indirectly utilize flue gas heat recovery. This alternative solution will also allow for reducing heat losses in the district heating grid. Research points to CHP-HP-ES as the technically most effective option for introducing intermittency-friendly patterns of operation in district heating, while CHP-HP-FG-CS may be the most cost-effective option (Blarke and Lund 2007).

2.2. Fluid/Refrigerant

A heat pump relies on a thermodynamic cycle that utilizes the thermal properties of a working fluid/refrigerant. Early ozone depleting chlorofluorocarbon (CFC) and hydrochlorofluorocarbon (HCFC) working fluids are being phased out by 2015 under EC Regulation 2037/200. The development of future heat pump technologies are focusing on the natural working fluids hydrocarbons (HCs, e.g. propane), ammonia (NH₃), and carbon dioxide (CO₂).

The heat pump's application determines the thermal property requirements of the working fluid. However, also non-thermal characteristics influence the choice of working fluid (**Fejl! Henvisningskilde ikke fundet.**). For example, the high toxicity of NH₃ limits its application to large industrial applications and the

flammability of HCs requires certain safety measures. While hydrofluorocarbons (HFC) remain the most widely applied group of working fluids, it will likely be subject to phasing out and other regulations due to a high global warming potential.

Table 2: Non-thermal properties of modern working fluids.

Refrigerant	HFC	Natural		
		HCs	NH3	CO2
Global warming potential (GWP 100 years)	☹☹ 1300-1900	😊 3-5	😊 0	😊 1
Toxicity	😊	😊	☹☹	😊
Flammability	😊	☹☹	☹	😊
Materials	😊	😊	☹	😊
Pressure	😊	😊	☹	☹☹
Availability	😊	😊	😊	😊
Familiarity	😊	😊	😊	☹

In conventional district heating systems, a delivery temperature of 80°C or higher is required. In the past, compression heat pumps have failed to deliver heat at this temperature level, at least not without heavily compromising the COP. In consequence, systems for combined electricity, heat, and cooling production have typically been designed with absorption heat pumps (an absorption heat pump uses high-temperature heat for driving energy, which is not particularly relevant in the context of SmartGrid enabling technologies).

3. Heat pump development and suppliers

Recent developments indicate that CO₂ and NH₃ are the most promising refrigerants for future heat pumps. Today two high-pressure compressor technologies are offered with an attractive combination of high delivery temperature and high COP which is ideal for district heating purposes: CO₂ (carbon-dioxide/R744) transcritical piston-compressor heat pumps and new NH₃ (ammonia/R717) heat pumps using Vilter's single-screw compressor. Also the twin-screw compressor technology using NH₃ is under strong development and is expected to be introduced within a short term (Brædstrup Totalenergianlæg A/S, Vildbjerg tekniske værker et al. 2011). In Denmark CO₂ compressor heat pumps have been installed in Frederikshavn and Marstal in combination with a CHP plant and a high-temperature NH₃ single-screw heat pump is under construction in Drammen in Norway (Nielsen 2011). But as the technology is still rather new, experiences about efficiencies and dependability is still to come. The technologies are given below:

<p>CO2 heat pump Modular from 50 kWq Sample supplier: Advansor A/S http://advansor.dk/ Key component suppliers: Bitzter compressors, Alfa Lawal gas coolers and heat exchangers</p>	
<p>NH3 heat pump Modular from 500 kWq Sample supplier CoolPartners Aps http://coolpartners.dk/ Key component suppliers: Vilter single-screw compressors, Alfa Lawal heat exchangers</p>	

In Denmark heat sources like sea- and freshwater are not typically used for heat pumps, unlike in other Nordic countries. This could be caused by the fact that the water temperatures vary a lot more in the Danish seas than for instance in Norway, and also since water temperatures below 2°C are not legal to use for heat pump sources in Denmark the potential has been rather low. A new technology called the water vapor compressor may however extract the latent energy in the water when it freezes by forming a vacuum that means that the water boils at freezing point. This technology is however still under development (Brædstrup Totalenergianlæg A/S, Vildbjerg tekniske værker et al. 2011).

Heat pumps using CO₂ as working fluid are ideal for use in situations where there is a small temperature difference at the cold side and a large temperature difference on the warm side, for instance when using sea water for heat source, where the cooling in the heat pump typically is around 3-4°C. On the other hand heat pumps using NH₃ as working fluid can achieve higher efficiencies if the heat source is above 10-15°C (Brædstrup Totalenergianlæg A/S, Vildbjerg tekniske værker et al. 2011).

In Table 3 selected applications of installed heat pumps in the Nordic countries is outlined to show the current technologies available with different refrigerants, capacities etc.

Table 3, Selected examples of heat pumps in operation.

<p>Frederikshavn district heating (Nielsen 2011)</p>	<p>Operation start 2010 1 MWq CO₂ heat pump (16 units) Heat delivery at 70°C Heat recovery from waste water at +15°C COP: 3.1-3.4 (measured)</p>
<p>Drammen district heating (Backer 2011)</p>	<p>Operation start 2011 15 MWq NH₃ heat pump (5 MW packs) Heat delivery at 90°C Heat recovery from sea source at +8/+4°C Design COP = 3.3</p>
<p>Stockholm district heating/cooling district cooling supply. Example: Hammarby plant (FORTUM 2011)</p>	<p>Operation start 1986 Currently 120 MWq R134a heat pumps (5 units) Heat delivery at 62-80°C. Heat recovery from waste water at +7-22°C. COP up to 3.48.</p>

List of heat pump suppliers (heat pumps in all sizes - not complete list):

- Advansor
- Sabroe / Johnson Controls
- EMD International A/S
- Brix og Kamp
- SEG
- Dansk Fjernvarme
- Munters
- Cool Partners ApS
- Industri-Montage Vest A/S
- ICS Energy

4. Role of heat pumps in energy systems until 2020

With increasing penetration of intermittent renewable resources in the electricity grid, an increasing demand for *smart energy systems* is required. In *smart energy systems* the focus is not only on the electricity grid and the supply/demand for electricity. The focus is sector integration by integration sectors using the flexibility in demands and various storage options:

- 1) Heat storages and district heating with CHP plants and large heat pumps.
- 2) New electricity demands from large heat pumps and electric vehicles as storage options.
- 3) Electrolysers and liquid fuel for the transport sector enabling storage as liquids.
- 4) The use of gas storage.

A *smart energy system* enables a flexible and efficient integration of large amounts of fluctuating electricity production from e.g. wind turbines (Mathiesen, Lund et al. 2011). The gas grids and liquid fuels allows for long term storage while the electric vehicles and large heat pumps allows for shorter term storage and flexibility. If the large-scale integration of renewable energy is accompanied by the integration of sectors, the increased fuel efficiency can decrease costs of the total energy system. The most important step and the first step is the integration between the heating and the electricity sectors. In Denmark approximately 50% of the electricity demand is produced by CHP plants so the integration is in place already to some extent. This integration requires thermal storages of today's sizes, a boiler, and district heating networks to enable the flexible operation of the CHP plants as already implemented in the Danish energy system. This can reduce the fuel consumption and help integrate fluctuating wind power effectively. 20-25% of the wind power can normally be integrated without significant changes in the energy system. With more than 20-25% wind power, the next step in the integration is to install large heat pumps in district heating areas and hence making a further integration of the heating and electricity systems.

In Denmark large-scale heat pumps are crucial to integrate the 50% wind power anticipated to be installed before 2020. Other means however will also be required. Once some imbalance will occur in the electricity grid, but the heat pumps alone are not able to accommodate this. The transport sector needs to be integrated into the energy system with more than 40-45% wind power or else wind power will have to be exported. This is a significant challenge in the coming years, as it is expected that Denmark will go beyond the 50% wind power share of the electricity demand.

Analysis have proven that heat pumps and battery electrical vehicles (BEV), when ready, should be the first options to be implemented if a fuel-efficient and cost-effective integration of wind power is the main objective while also reducing the excess electricity (Mathiesen and Lund 2009). Also, in the study "Heat Plan Denmark 2010" (Dyrelund, Lund et al. 2010) installing more heat pumps is one of the first measures to be recommended for the energy system for integrating more intermittent energy production in the district heating network (Dyrelund, Lund et al. 2010).

In the long term heat pumps will have an important role in the energy system where heat pumps among others can contribute to the minimisation of biomass consumption as base load in the energy system (Mathiesen, Lund et al. 2011). In the "IDA Climate Plan 2050" from 2009, the potential of large heat pumps for district heating is assessed to be 250 MWe in a proposed energy system with 48% wind in 2015 (Mathiesen, Lund et al. 2009). In the CEESA-project, pathways towards 100% renewable energy have been assessed and here a 2020 energy system is proposed with 50% wind power and the necessary heat pump

proposed is 450 MW (Mathiesen, Lund et al. 2011). It is crucial to understand that the use of inexpensive thermal storages allows for the large-scale heat pumps to replace boiler production and still allows for a significant CHP production. After 2020 the coverage from heat pumps in the district heating sector should increase further.

A smart energy system strategy implies the development and integration of a wide range of supply and end-use technologies, markets, and control systems, including electric boilers and heat pumps in distributed generation, electric vehicles, mechanical and electro-chemical storage systems, flexible demand mechanisms, and more.

Large-scale compression heat pumps in district heating and cooling are – with proper designs and operational strategies – one of the most effective technologies. With proper market designs and in combination with thermal storages, compression heat pumps (using electricity) may be designed for providing system balancing services by being operated during periods of relatively high output from intermittent renewables, while not being operated during periods of relatively low output.

Figure 1 illustrates the central role that compression heat pumps could have in future intermittency-friendly energy systems introducing a balancing mechanism that couples energy carrier's electricity and heating/cooling.

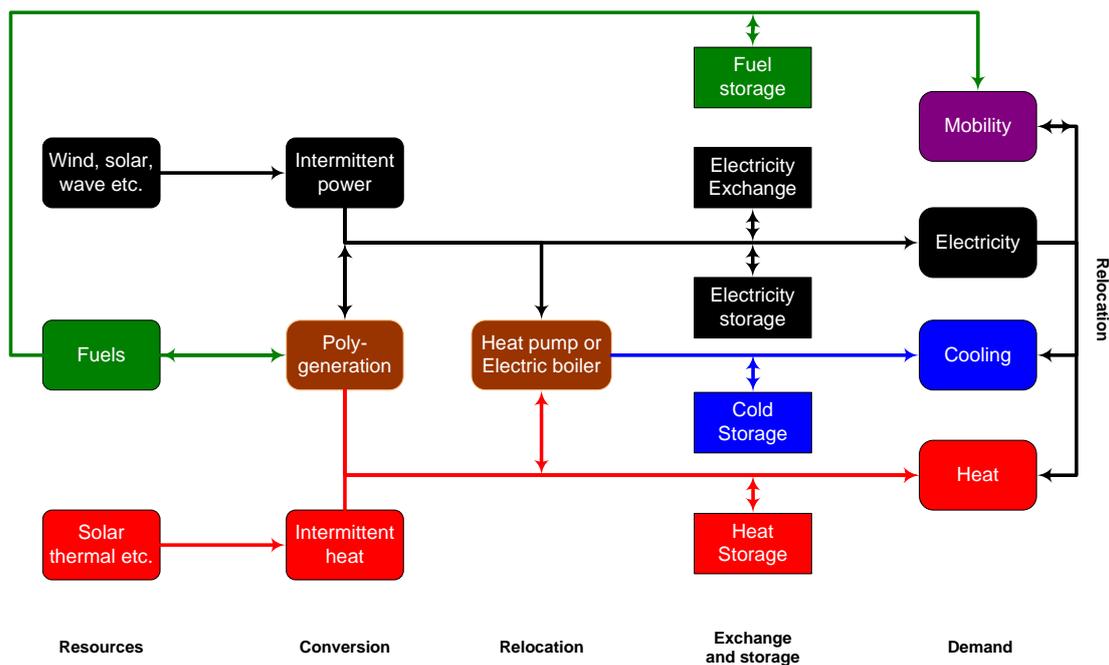


Figure 1: The intermittency-friendly energy system illustrating the central potential role of heat pumps (Blarke 2008).

Compared to other traditional technologies heat pumps can be quite expensive in investments, but may result in considerable savings in the operation costs. The investment and O&M costs for heat pumps are outlined in section 0. In addition to transmission and distribution costs, the cost of power for heat pumps is determined according to the price in the Nordic power market called NordPool, where power is being traded between the Nordic countries, Germany, Great Britain and Estonia ensuring a more liquid market

and a more secure power supply (Nord Pool Spot). The price is given by the balance between supply and demand, taking transmission capacity into account.

4.1. Energy system analysis/case study

In November 2011 a case study using large scale heat pumps with increasing amounts of wind until 50% in 2020 was conducted for the Danish newspaper “Ingeniøren” using the technology data outlined in this report. By using the Danish energy system for 2010 and increasing the amount of wind power, it is possible to analyse the effects on the energy system. The energy system analyses have been done by analysing the system hour by hour in the energy system analysis model EnergyPLAN. The focus here has been a technical optimisation in which the electricity and heat supply/demand is balanced in a way that minimises the overall fuel consumption and uses as much wind power as possible. The model is also able to perform market economic optimisation as well as conduct electricity exchange analyses, which has also been used here. It is an input/output model that performs annual analyses in steps of one hour. The model makes it possible to use different regulation strategies putting emphasis on heat and power supply, import/export, ancillary services, grid stability and excess electricity production. The inputs are demands, capacities of the technologies included, demand distributions, and fluctuating renewable energy distributions. A number of technologies can be included enabling the reconstruction of all elements of an energy system and allowing the analyses of e.g. wind integration technologies, as well as the interrelation between the electricity and heat supply with high penetrations of CHP. Outputs are energy balances, resulting annual productions, fuel consumption, and import/exports. The EnergyPLAN model is particularly suitable for analysing radical changes in energy systems and renewable energy systems with high intermittency (Lund 2011).

Using the reference energy system for 2010 from the CEESA-project (Mathiesen, Lund et al. 2011) the amount of wind power can be increased to 50%. In this energy system the total energy consumption is about 850 PJ. The technical and economic inputs in this energy system are documented in WP1 (Blarke and Lund 2007). In the analyses the amount of wind power is expanded using offshore wind such as the Anholt offshore (2013) park and the proposed park at Kriegers Flak (2017). In table 1 the capacities installed in the 2010 energy system are listed. No other changes are proposed in the energy system.

Table 4, Wind power and heat pump capacities installed in the analyses.

MW installed	2010	2013	2017	2020
Onshore	2934	3134	4134	4500
Offshore	868	1268	1868	2510
Large heat pumps	-	50	300	450

In the Danish energy system it is important to note that 50% of the electricity demand is currently covered by CHP (combined heat and power). Also more than 20% of the electricity demand is covered by wind power. When erecting wind turbines the purpose is to reduce the fuel consumption in power plants. With more than 20% wind power as in the Danish energy system, some of the wind power will start replacing CHP production. The sign of this is already evident in Danish statistics. As a result the heat production in boilers increases. This is illustrated in Figure 2, where the CHP fuel consumption decreases and the boiler production increases as the wind power share increases. These results represent an hour-by-hour energy system analyses in which the wind power is prioritised to first replace power plants. Even though the CHP plants still operate quite often and can use heat storage to produce power and heat at times with low wind

power production, the operation of CHP plant decreases as wind power increases. As a consequence the boiler district heating production increases, as also evident in Figure 2.

Fuel consumption and increasing wind power

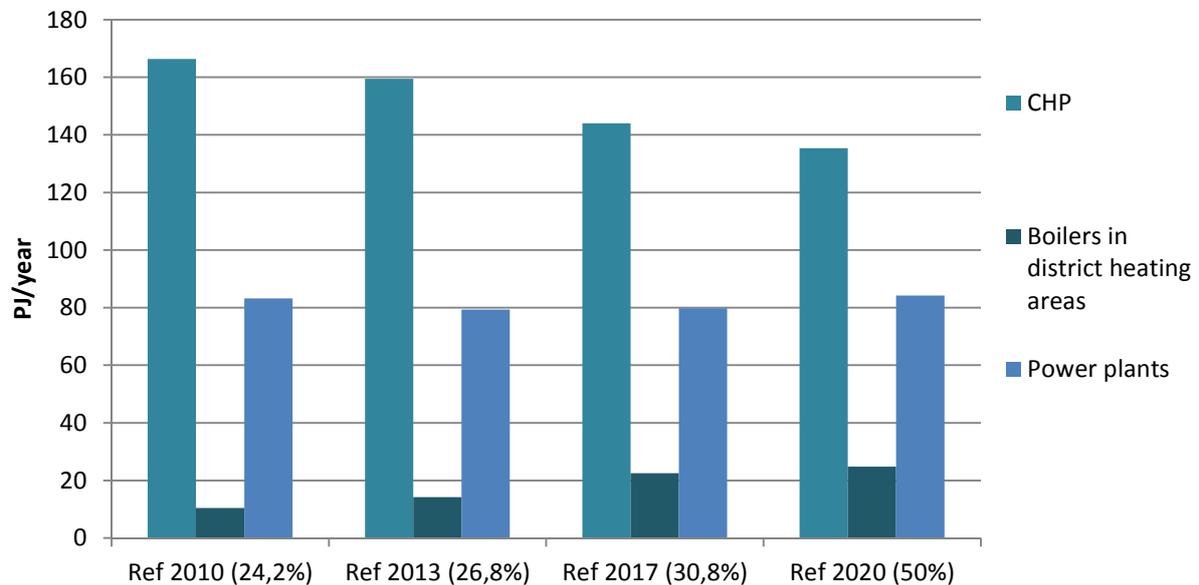


Figure 2, Fuel consumption and consequences with increasing wind power.

As a result it becomes evident that the fuel savings with increasing wind power is lost due to the fact that CHP production decreases. In the analyses here an implementation plan for large-scale heat pumps is analysed. In the implementation plan 50 MW_e is proposed in 2013, 300 MW_e in 2017 and 450 MW_e in 2020. The results for the fuel consumption is evident in Figure 3. The increased efficiency with the heat pumps is due to the fact that the heat pumps can use the thermal storages which are normally used to produce power with the CHP plant during times of high electricity demand. Using this storage boiler production can be replaced and hence the overall efficiency of the energy system is intact.

Fuel savings with increased wind power

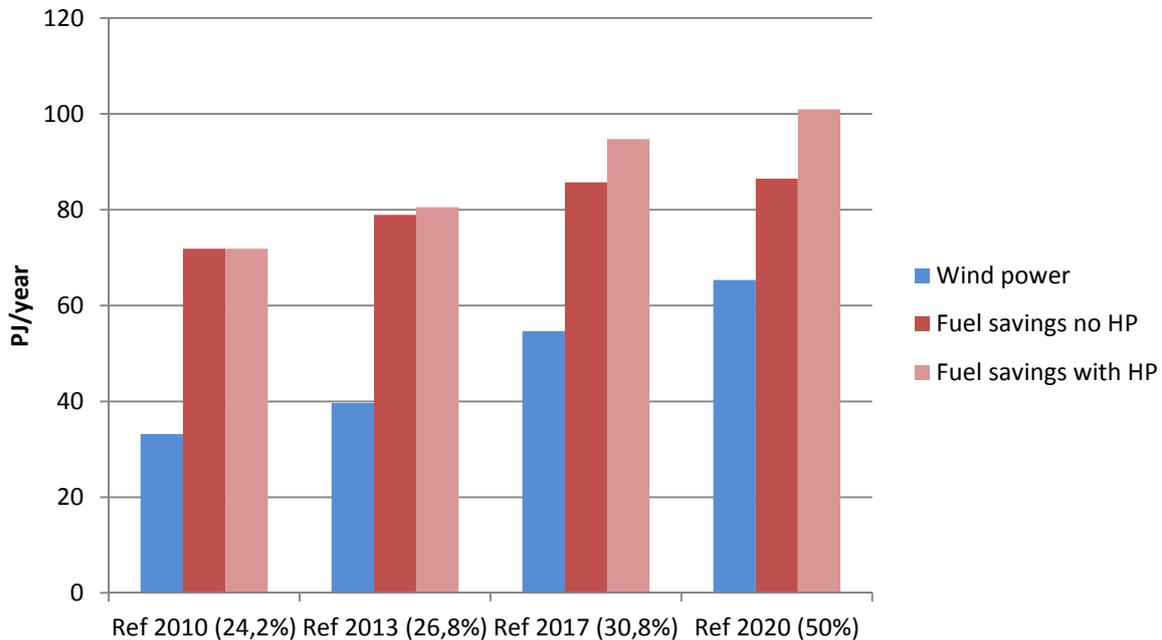


Figure 3, Fuel consumption and wind power production in energy systems with more and more wind power. Energy system analyses with and without the proposed implementation plan for heat pumps.

The economic consequences of this implementation is also analysed including the exchange of electricity in the Nord Pool market. The economic savings identified when the additional heat pumps are installed are 164 mio. DKK in 2013 with the 50 MW_e. This benefit increases in 2017 to 169 mio. DKK with 300 MW_e and 374 mio. DKK with 450 MW_e in 2020. Totally over the period the savings can be 1,500-1,700 mio. DKK. This illustrates the technical and economic benefits of installing large-scale compression heat pumps for integrating fluctuating renewable energy.

4.2.Policies to incentivise heat pumps

The installation of heat pumps dependent on the public regulation such as taxes, levies, and subsidies for heat pumps directly, but also for technologies typically influencing the use of heat pumps such as CHP plants and wind power. This is evident in Sweden where the amount of new established large heat pumps has decreased since the end of the 1990's. This is due to the new policy instruments, such as the green certificate scheme and the ban on land filling. Instead of using heat pumps the new policy instruments have increased the number of biomass boilers, biomass CHP plants and waste incineration (Eriksson and Vamling 2007). Also in Denmark some policy instruments influence the establishment of new heat pumps. For example, the use of electricity for district heating production is taxed on the output of heat, currently giving electric boilers an advantage. This means that an increased efficiency for using electricity results in a higher taxation (Dyrelund, Lund et al. 2010).

Policies should reflect that large-scale heat pumps should primarily substitute boiler-only operation, and complement CHP operation rather than replacing it. As an example this could be done by making CHP operators eligible for reimbursement of fiscal tax for electricity used in heat pumps limited to a maximum of 10 % of the co-generators electricity production (Blarke 2008). A somewhat similarly effective

instrument could be to limit the reimbursement of fiscal tax for electricity used in heat pumps to the heat pump's number of full-load hours, e.g. up to 2000 hours in order to ensure that CHP is not replaced (Dyrelund, Lund et al. 2010). The fact that the electricity prices in the Nord Pool electricity market are heavily dependent on the water level in the Norwegian water reservoirs makes the construction of such a policy rather complex. This is due to the fact that in some years the heat pumps should operate more hours, if the electricity prices are low due to high water levels, while in other years the CHP plants should operate in more hours if the electricity prices are high.

5. Data sheets

The techno-economic assumptions in the data sheets are based on best available data from existing and planned projects. For all types a lifetime of 20 year is assumed at given annual O&M cost levels and the construction time of less than 1 year. The lifetime of investment in heat sources can be higher.

In these data sheets the current technology for heat pumps is described as well as the future development in COP, investments and O&M costs. The cost data in the data sheets includes the expected development in heat pump technology to 2050.

5.1. High-temperature heat output (current and future technologies)

These technologies have only been applied in few cases or are still in the demonstration phase. The technologies have a delivery temperature of 80°C. COP values are specified for various heat source temperature levels (Blarke 2011).

HP CO₂ compressor unit excl. heat source uptake:

Parameter	Unit	2010	2020	2030	2050
Capacity	MW heat		0.05 to unlimited		
COP at +2°C	-		2.0 - 2.5		
COP at +8°C	-		2.8 - 3.0		
COP at +15°C	-		3.2 - 3.4		
COP at +30°C	-		3.5 - 3.8		
Delivery temp.			80°C (Return 40°C)		
Investment	M€ per MW heat	0.8 - 1.0	0.7	0.6	0.5
Annual O&M	€ p.a.	2 – 5 % of investment p.a.		1 – 2 % of investment p.a.	

HP NH₃ compressor unit excl. heat source uptake:

Parameter	Unit	2010	2020	2030	2050
Capacity	MW heat		0.5 to unlimited		
COP at +2°C	-		1.7 - 2.6		
COP at +8°C	-		2.7 - 3.3		
COP at +15°C	-		3.2 - 3.4		
COP at +30°C	-		3.5 - 4.5		
Delivery temp.			80°C (Return 40°C)		
Investment	M€ per MW heat	0.5 - 0.6	0.4	0.4	0.3
Annual O&M	€ p.a.	2 – 3 % of investment p.a.		1 – 2 % of investment p.a.	

5.2. Heat source uptake investment costs:

Heat source	Typical temperature level	Unit	2010	2020	2030	2050
Ground source excl. land costs	2 - 8°C	M€ per MW heat uptake			1.0	
Sea/waste/ground water	0 - 15°C	M€ per MW heat uptake		0.5		
Geothermal excl. land costs. ¹	30°C per vertical km	M€ per MW heat uptake per km		0.7 per vertical km		
Flue gas incl. Cold Storage. ²	25 – 60°C	M€ per MW heat uptake		0.4		

1. Based on experiences from Hovedstadsområdets Geotermiske Samarbejde (HGS) where a 2.7 km deep 14 MW geothermal well project amounted to DKK 203 mill. incl. land facilities. Water temperature at surface is 73°C.
2. Included refurbishing existing plant for flue gas condensation incl. stainless steel core for chimney, waste water treatment, and more.

6. Bibliography

Backer, S. (2011). Energi med ekstra skrue (Energy with an additional screw). Weekendavisen: 10.

Blarke, M. B. (2008). The missing link in sustainable energy - Techno-economic consequences of large-scale heat pumps in distributed generation in favour of a domestic integration strategy for sustainable energy. Department of Development and Planning. Aalborg, Denmark, Aalborg University.

Blarke, M. B. (2011). Smart intermittency-friendly cogeneration: Techno-economic performance of innovative double storage concept for integrating compression heat pumps in distributed cogeneration. 6th International Renewable Energy Storage Conference. Berlin, Germany.

Blarke, M. B. (2012). "Towards an intermittency-friendly energy system: Comparing electric boilers and heat pumps in distributed cogeneration." Applied Energy **91**(1): 349-365.

Blarke, M. B. and E. Dotzauer (2011). "Intermittency-friendly and high-efficiency cogeneration: Operational optimisation of cogeneration with compression heat pump, flue gas heat recovery, and intermediate cold storage." Energy **36**(12): 6867-6878.

Blarke, M. B. and H. Lund (2007). "The effectiveness of storage and relocation options in renewable energy systems." Renewable Energy **33** 1499-1507.

Brædstrup Totalenergianlæg A/S, Vildbjerg tekniske værker, et al. (2011). Naturgassens afløser - slutrapport (Natural gas replacement)

Dyrelund, A., H. Lund, et al. (2010). Varmeplan Danmark 2010 (Heat plan for Denmark 2010) Copenhagen, Ramboll Denmark.

Eriksson, M. and L. Vamling (2007). "Future use of heat pumps in Swedish district heating systems: Short- and long-term impact of policy instruments and planned investments." Applied Energy **84**(12): 1240-1257.

FORTUM (2011). Anlægningsblad Hammarbyverket (Data sheet for Hammarbyverket).

Lund, H. (2011). EnergyPLAN - Advanced Energy Systems Analysis Computer Model, Documentation Version 9.0, Aalborg University.

Mathiesen, B. V. and H. Lund (2009). "Comparative analyses of seven technologies to facilitate the integration of fluctuating renewable energy sources." IET Renewable Power Generation **Vol. 3**(Nr. 2): 190-204.

Mathiesen, B. V., H. Lund, et al. (2011). Heating technologies for limiting biomass consumption in 100% renewable energy systems. 6th Dubrovnik conference on sustainable development of energy, water and environment systems. Dubrovnik, Croatia.

Mathiesen, B. V., H. Lund, et al. (2011). CEESA 100% Renewable Energy Scenarios towards 2050.

Mathiesen, B. V., H. Lund, et al. (2009). IDA's klimaplan 2050 : Tekniske energisystemanalyser og samfundsøkonomisk konsekvensvurdering - Baggrundsrapport (IDA climate plan 2050: Technical energy system analysis, effects on fuel consumption and emissions of greenhouse gases, socio-economic consequences, commercial potentials, employment effects and health costs - Background report), The Danish society of engineers.

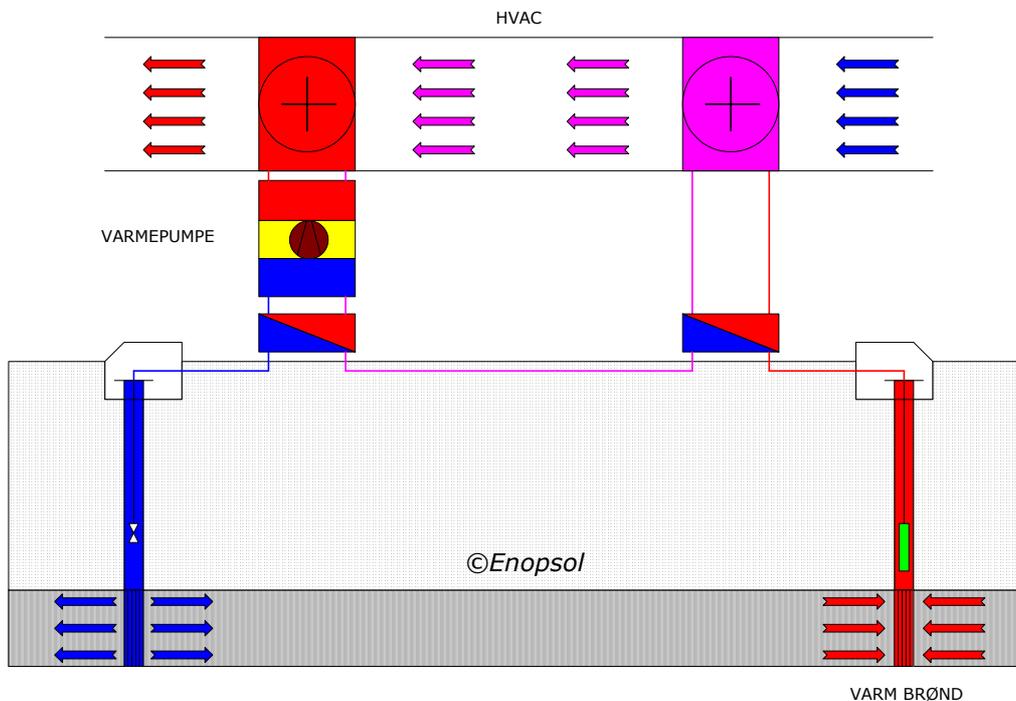
Nielsen, J. (2011). Interview ADVANSOR.

Nord Pool Spot. Retrieved 7th October 2011, from <http://www.nordpoolspot.com/>.

Poulsen, C. S. (2007). Varmepumper – status sommeren 2007 i og uden for Danmarks grænser (Heat pumps - status summer of 2007 in and outside Denmark), Danish technological institute.

ELFORSK PSO-F&U 2007

Grundvandsvarmepumper og -køling
med grundvandsmagasiner som
sæsonlager



ELFORSK PSO-F&U 2007

Grundvandsvarmepumper og -køling
med grundvandsmagasiner som
sæsonlager

Enopsol ApS
DONG Energy A/S
Hundsbæk & Henriksen A/S
Cenergia ApS
SBI

Enopsol ApS
marts 2009

Indholdsfortegnelse

1. Indledning.	3
2. Formål.	4
3. Sammenfatning.	4
4. Konklusion.	4
5. Funktionsprincip	5
6. Lovgivning for ATES-anlæg i Danmark.	11
7. Energibesparelse m.v.	12
8. Grundvandskølig og ATES. Teknologistade i Danmark.	12
9. Grundvandskøling og ATES. Teknologistade udland.	17
10. Internationalt samarbejde under IEA.	17
11. Varmepumper og absorptionsanlæg. Teknologistade	19
12. Ventilationsanlæg. Teknologistade	19
13. Lavtemperatur solvarme. Teknologistade.	19
14. Bygningsreglement B06 og ATES.	19
15. Kortlægning af potentiale for ATES i DK.	20
16. Myndighedsforhold	20
17. Barrierer og virkemidler for teknologiens udbredelse.	21
18. Beregningsværktøj for udlægning af ATES	22
19. Gennemregning af 4 anlægseksempler	22
20. Checkliste for etablering af ATES	23
21. Referencer	26

Bilag 1. Energibesparelser ved ATES-anlæg

Bilag 2. Varmepumper og ATES

Bilag 3. Ventilationsanlæg og ATES

Bilag 4. Lavtemperatur solvarme og ATES

Bilag 5. Beregning af energirammen og ATES-systemer

Bilag 6. Eksisterende beregningsmodeller i TRNSYS-programmet

Bilag 7. Beregningsværktøj

Bilag 8. Gennemregning af 4 anlægseksempler

1. Indledning.

Grundvandet i de overfladenære grundvandsmagasiner har den egenskab, at temperaturen er konstant året rundt – i Danmark ca. 9-10°C, hvilket er en ideel temperatur for mange køleformål, herunder bygningskøling.

De strukturer, hvori grundvandet befinder sig i Danmark (sand, grus og kalk) er samtidigt effektive til at opbevare kulde og lavtemperatur varme over lange tidsrum.

Det er ved brug af sæsonlagring af lavtemperatur varme og kulde i terrænnære, grundvandsførende jordlag muligt at opnå rentable energibesparelser på op til 90% til køling og op til 60% til opvarmning af fx hoteller, lufthavne, indkøbscentre, kontorbygninger og andre større bygningskomplekser ved hjælp af varmepumper.

De store energibesparelser betyder korte tilbagebetalingstider på typisk 3-5 år og samtidigt markante reduktioner i CO₂-udledningen.

Teknologien er forholdsvis ny i Danmark sammenlignet med fx Holland og Sverige.

Den internationale betegnelse er ATEs, der står for Aquifer Thermal Energy Storage. Denne betegnelse vil blive benyttet i den foreliggende rapport.

Projektet, der har opnået støtte fra ELFORSK PSO-F&U 2007, er initieret af firmaerne DONG Energy A/S og Enopsol ApS med Enopsol ApS som projektleder. Desuden har Hundsbæk & Henriksen A/S, Cenergia ApS og Statens Byggeforskningsinstitut (SB) deltaget i projektet.

4 virksomheder: Hotel Opus i Horsens, Novo Nordisk A/S i Hillerød, Sydvestjysk Sygehus i Esbjerg og Field's på Amager har bidraget med anlægsdata til brug for de under projektet udviklede beregningsværktøjer.

Ud fra hensynet til at konceptet kan få den størst mulig udbredelse med mindst mulig belastning af grundvandsressourcerne er den foreliggende rapport og medfølgende beregningsmodel derfor udviklet til brug for etablering af anlæg med både grundvandsmæssig og termisk balance, hvilket må forventes at blive et fremtidigt myndighedskrav.

2. Formål.

Formålet med projektet har været at udvikle løsninger og gennemføre en vifte af aktiviteter, der kan fremme udbredelsen af anlæg til opvarmning og køling med grundvand. Det vil kunne sikre store el- og varme-besparelser i Danmark, hvor teknologien, i modsætning til udlandet, generalt er overset.

Målet er søgt opnået gennem en kombination af vidensindsamling i udlandet, udvikling af værktøjer til beregning af anlæg med grundvandskøling og grundvandsbaserede varmepumper med sæsonlagring under danske forhold, samt forankring og formidling af viden om teknologien.

3. Sammenfatning.

ATES er en teknologisk afklaret, kommerciel attraktiv metode til bygningskøling og -opvarmning og teknologien er klar til markedspenetrering i Danmark.

Flere hundrede anlæg er allerede realiseret i udlandet under forhold, der kan sammenlignes med de danske.

Da ATES-systemerne udføres med fuld grundvands- og termisk balance kan sådanne anlæg etableres og drives uden fare for indvindingen af grundvand til drikkevandsforsyning.

En række igangværende nybyggerier vil blive forsynet med ATES-systemer for bygningskøling og -opvarmning, hvorfor teknologien er på vej til at finde fodfæste i Danmark, hvilket ikke mindst skyldes formidlingsaktiviteterne i omhandlede projekt.

4. Konklusion.

På baggrund af de nugældende og i fremtiden forventede, skærpede krav til besparelser i energiforbruget for bygninger vil ATES blive et af de teknologier, der vil opnå en større anvendelse i Danmark.

Energiprisniveauet gør systemerne attraktive ud fra rent kommercielle hensyn.

Systemerne er også attraktive i kombination med anvendelsen af solvarme, udeluftkøling og varmepumper.

5. Funktionsprincip

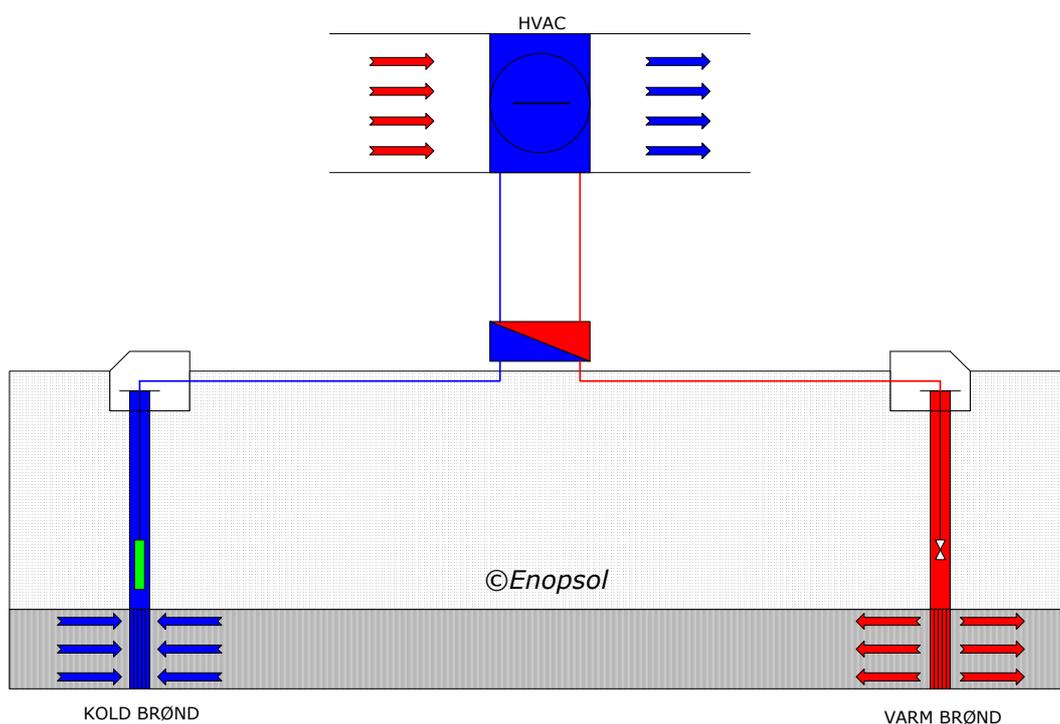
I sin mest enkle udformning består et ATES-system af en boring til indvinding af grundvand fra et grundvandsførende vandlag og en boring til returledning af grundvand til det samme grundvandsførende vandlag, hvorfra det blev indvundet -en såkaldt kold og varm boring. Figur 1 viser princippet.

Grundvandet pumpes fra den kolde boring i et lukket rørsystem gennem en eller flere varmevekslere, hvor grundvandet ved varmeveksling køler fx ventilationsluften i en bygning eller proceskølevandet i en produktionsvirksomhed. Pumpes grundvandet i samme retning hele tiden betegnes systemet 1-flow.

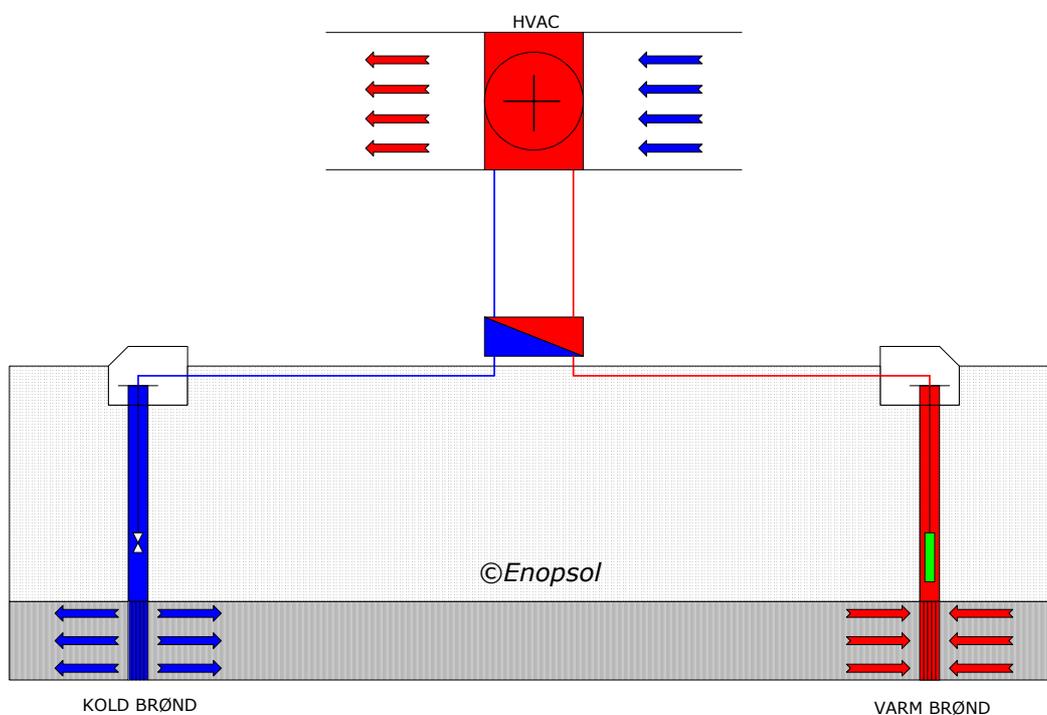
Ved varmevekslingen opvarmes grundvandet, hvorefter det tilbageføres til grundvandsmagasinet gennem den varme boring. Der sker således ikke noget forbrug af grundvand, kun en opvarmning og en lokal flytning af grundvand.

I vintertiden kan pumperetningen vendes, og der pumpes fra den varme boring og returledes i den kolde boring efter udnyttelse af varmen lagret i sommertiden til bygningsopvarmning fx ved hjælp af en varmepumpe. Figur 2 viser princippet. Der sker således ikke noget forbrug af grundvand, kun en afkøling og en lokal flytning af grundvand. Systemet må som udgangspunkt udlægges, så der ikke sker nogen netto varmetilførsel til grundvandsmagasinet over et driftsår (termisk balance). Systemer, der pumper grundvandet i begge retninger betegnes 2-flow. ATES-systemer i 2-flow udførelse er derfor både i grundvandsmæssig og termisk balance.

Produktionsvirksomheder har overvejende behov for køling, hvorfor 1-flow anlæg som vist i figur 1 har vist sig at være de mest attraktive. Anlægstypen kan udvides med udeluftskøling til gennedkøling af grundvandet i vintertiden, således at der også kan opnås termisk balance af grundvandsmagasinet med 1-flow systemer.



Figur 1. ATES sommertid. Køling med grundvand.



Figur 2. ATES vintertid. Opvarmning med grundvand.

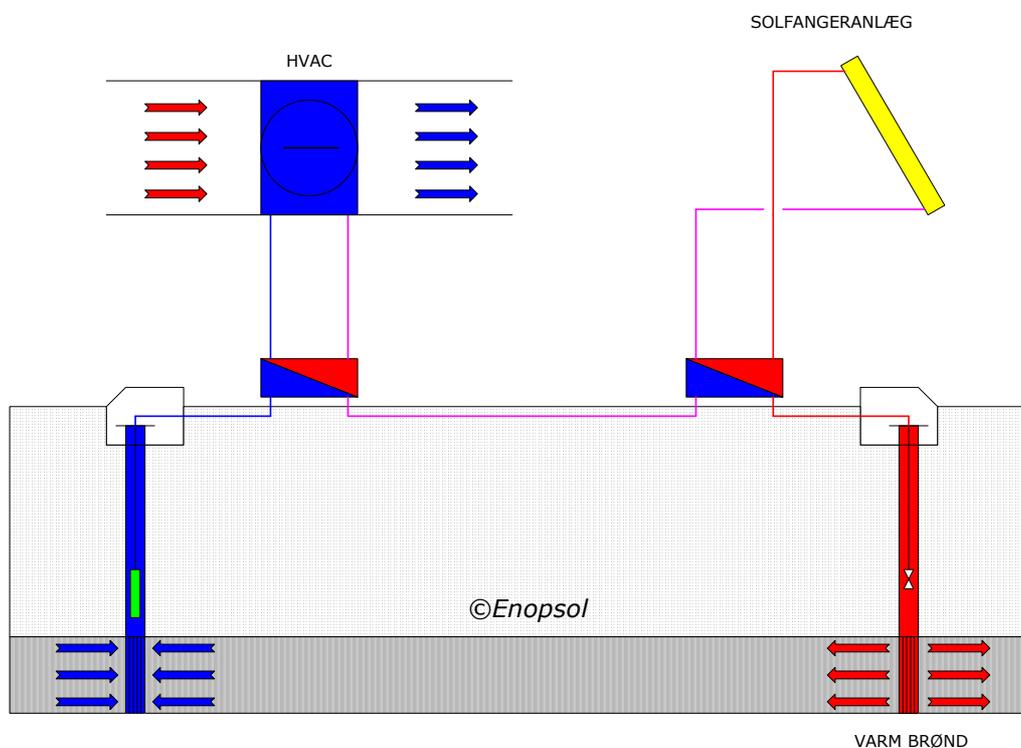
I de tilfælde, hvor bygningens kølebehov er større end varmebehovet eller hvor det til rådighed værende grundvandsmagasin er begrænset i ydelse og volumen, kan det være nødvendigt at supplere med lagring af kulde i grundvandsmagasinet i vintertiden. Dette kan ske ved brug af kold udeluft, hav-, sø- eller å-vand.

Hvis bygningens varmebehov er større end kølebehovet eller hvor det til rådighed værende grundvandsmagasin er begrænset i ydelse og volumen kan der ske lagring af varme i grundvandsmagasinet i sommertiden fx ved anvendelse af lavtemperatur solvarme.

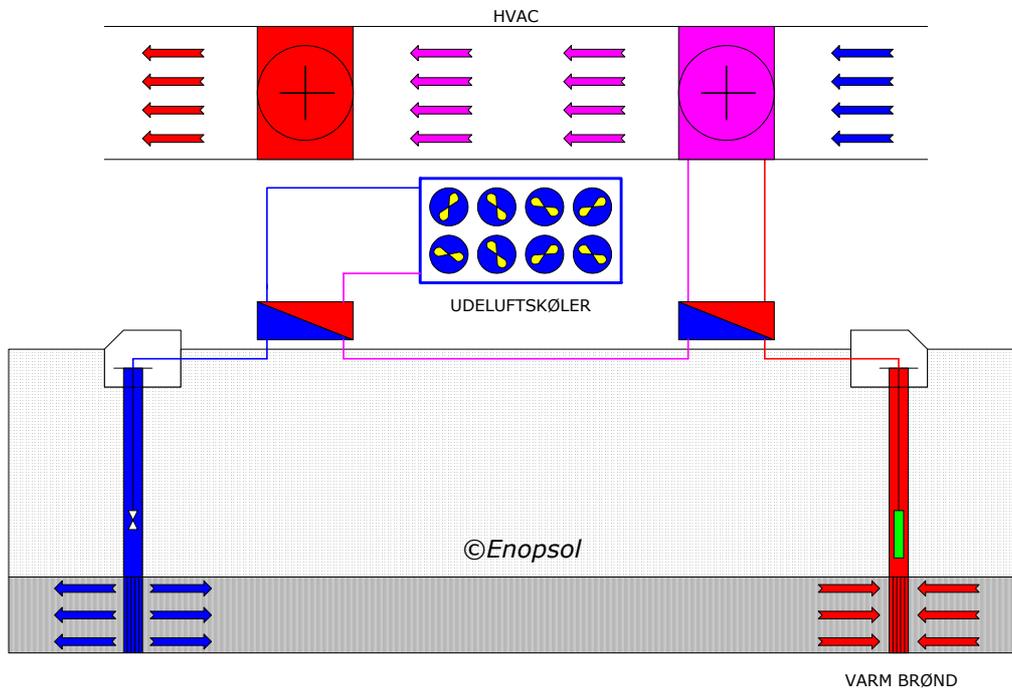
ATES-systemer kan også kombineres med varmepumper, fjernvarme og andre energikilder afhængig af de lokale forhold.

På figur 3 er der som eksempel på en kombinationsløsning vist et solfangeranlæg, der opvarmer grundvandet om sommeren for lagring af lavtemperatur varme til brug i vintertiden.

På figur 4 er der vist et eksempel på kuldslagring i vintertiden ved at underafkøle grundvandet med kold udeluft via en væskekøler.

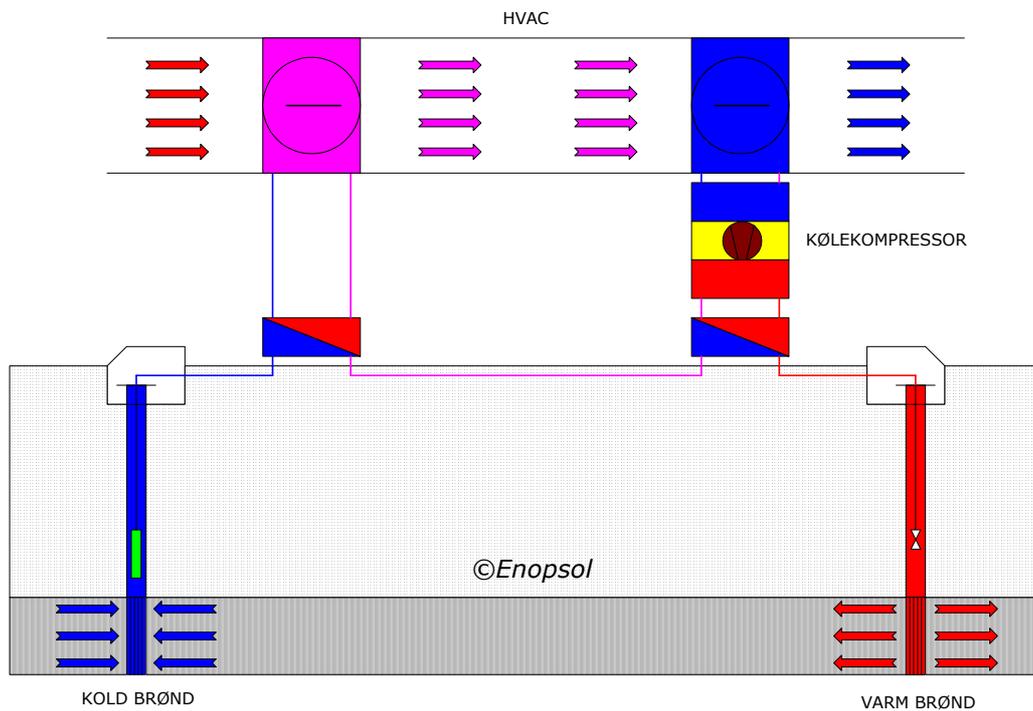


Figur 3 ATES sommertid. Køling med grundvand.
Lagring af lavtemperatur solvarme



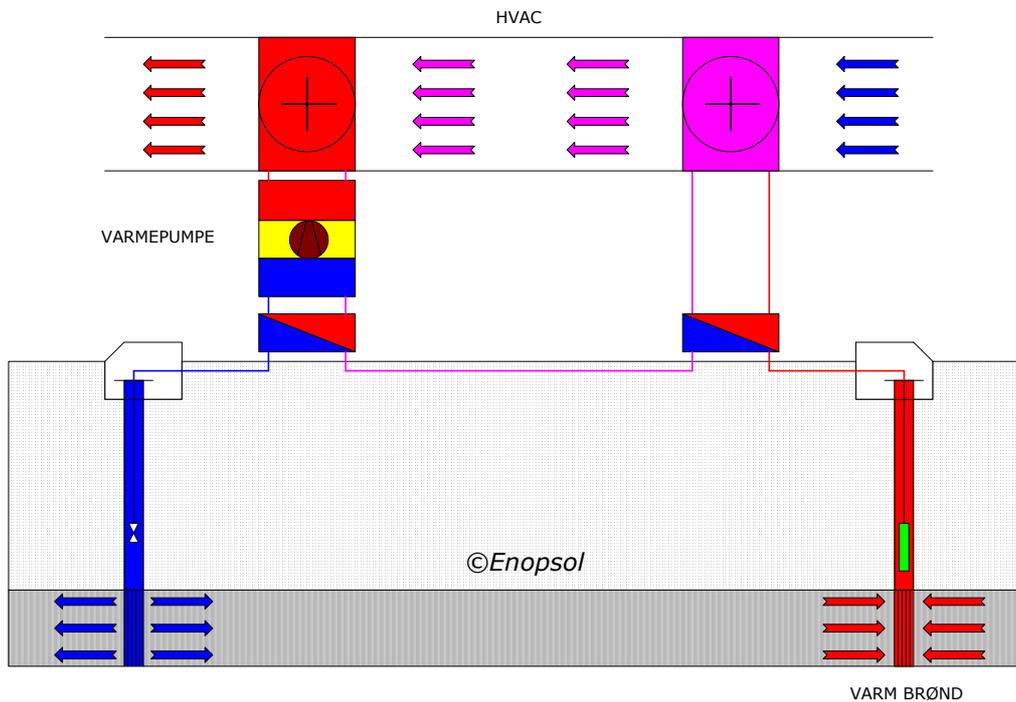
Figur 4. ATES vintertid. For-opvarmning med grundvand og kuldelagring med kold udeluft.

Figur 5 viser sommertiden, hvor en kølekompressor leverer supplementskøling til grundvandskøleanlægget og kølekompressorens kondensator afkøles med grundvand. Herved kan kondensatortrykket holdes på et meget lavt niveau, hvilket betyder en høj COP-faktor for kølekompressoren. Det herved opvarmede grundvand returledes til grundvandsmagasinet via den varme brønd.



Figur 5. ATEC sommertid. Køling med grundvand og kølemaskine. Kølemaskinens kondensator køles med grundvand. Lagring af opvarmet grundvand efter passage af køleanlægget.

Figur 6 viser vintertiden, hvor kølemaskinen drives som varmepumpe og trækker restvarmen ud af grundvandet til brug ved opvarmning af den tilhørende bygning. Herved gennedkøles grundvandet, således at der opstår termisk balance i det vandførende jordlag.



Figur 6. ATES vintertid. For-opvarmning med grundvand. Lagring af afkølet grundvand efter passage af en varmepumpe.

ATES kan som illustreret på figur 1-6 kobles på mange måder –også sammen med traditionelle systemer, og den optimale systemløsning afhænger af det aktuelle forhold mellem de naturlige grundvandsbetingelser og køle- og opvarmningsbehovet.

I designfasen er det af største vigtighed, at bygningen/processen udlægges til køling ved så høj en kølevandstemperatur som muligt og ved så lav en varmtvandstemperatur som muligt for at opnå den bedste rentabilitet af ATES-systemet.

6. Lovgivning for ATES-anlæg i Danmark.

Ansøgninger om tilladelse til etablering af ATES-anlæg behandles efter Vandforsyningsloven (tilladelse til indvinding af grundvand) og Miljøbeskyttelsesloven (tilladelse til tilbageledning af grundvand).

Den stedlige kommune er sagsbehandler for ansøgninger til ATES-anlæg

I medfør af §7a, stk. 1 og §19 stk. 5 i lov om miljøbeskyttelse jf. lovbekendtgørelse nr. 753 af 25. august 2001 har Miljøministeriet udstedt:

BEK 1206 af 24. november 2006: "Bekendtgørelse om varmeindvindingsanlæg og grundvandskøleanlæg." /1/

Bekendtgørelsen fastsætter regler for kommunalbestyrelsens meddelelse af tilladelse til etablering og drift af varmeindvindingsanlæg og grundvandskøleanlæg, afledning samt egenkontrol med sådanne anlæg. Bekendtgørelsens regler skal sikre, at grundvandskvaliteten i magasinet bevares, og at der ikke er fare for forurening af vandforsyningsanlæg. Til sikring heraf, skal flg. betingelser bl.a. være opfyldt:

- Der indvindes fra og injiceres (tilbageledes) til det samme grundvandsmagasin
- Der er udført undersøgelser, der tilvejebringer oplysninger om grundvandsmagasinet geologi og udstrækning (horisontalt og vertikalt), hydrauliske egenskaber, hydrogeologiske forhold, kemi og mikrobiologi samt hydrotermiske egenskaber
- Modellering, der kan vise, at temperaturen af grundvand indvundet i nærliggende vandforsyningsboringer eller nærliggende ATES-anlæg ikke stiger med mere end 0.5°C.
- Modellering, der kan vise, at grundvandsressourcen i områder med særlige drikkevandsinteresser (OSD-områder) efter en periode på 10 år efter driftsstop er anvendelig til brug for vandforsyning.
- Anlægget skal være et lukket system uden vandbehandling og uden mulighed for indtrængning af atmosfærisk luft.
- Blanding af grundvand og væske i forbrugskredsen må ikke kunne finde sted.
- Der må ikke tilbageledes grundvand i grundvandsmagasinet, der her en temperatur på under 2°C gennemsnitligt over en måned.
- Der må ikke tilbageledes grundvand i grundvandsmagasinet, der her en temperatur på over 25°C og ikke over 20°C gennemsnitligt over en måned.
- Kommunalbestyrelsen fastsætter vilkår gældende for det pågældende anlæg.

Tilladelser udstedt til ATES-anlæg annonceres offentligt og sendes i 4 ugers høring, hvor indsigelsesberettigede myndigheder, organisationer og

grundvandsinteressenter, herunder lokal vandværker og lokale enkeltindvendere har mulighed for at gøre indsigelse mod tilladelsen. Ansøger er også klageberettiget.

Indkommer der en eller flere klager i høringsfasen behandles disse i Miljøklagenævnet medmindre det er muligt at opnå enighed med klagestillerne om tilbagetrækning af klagerne.

I forbindelse med anlægsetableringen skal borearbejder udføres efter gældende bestemmelser omfattende den såkaldte boringsbekendtgørelse og tilhørende uddannelsesbekendtgørelse for brøndborere.

7. Energibesparelse m.v.

Prisen for køling og opvarmning i kr./MWh med et ATES-system (figur 1-6) kan hurtigt beregnes ved hjælp af i Bilag 1. For mere detaljerede beregninger henvises til beregningsværktøjet i Bilag 6

8. Grundvandskølig og ATES. Teknologistade i Danmark.

ATES har været et kendt princip i den vestlige verden efter energikrisen i 1973, men kineserne var de første, der tog teknikken i anvendelse i slutningen af 1950-erne.

I perioden 1978-83 blev der i Danmark etableret ca. 250 grundvandsvarmepumpeanlæg, primært mindre anlæg til opvarmning af parcelhuse. Interessen for konceptet skyldtes de kraftig stigende oliepriser til husopvarmning som følge af energikrisen i 1973-74. På grund af de forholdsvis små varmebehov, blev der, med det formål at holde anlægsudgifterne på et attraktivt niveau, udført meget billigt og dårligt borearbejde. Dette betød, at et antal anlæg fik driftsproblemer, herunder sandproducerende boringer (dårligt filterdesign) og jern- og manganudfældende (okker), der primært skyldes indtrængning af atmosfærisk luft under grundvandscirkulationen.

DTU spillede i disse år en aktiv rolle for at kortlægge driftsproblemerne og forbedre anlægsdesign og økonomi, analysere de termiske forhold i grundvandsmagasiner samt sæsonlagring af lavtemperatur solvarme og varme produceret med andre naturlige varmekilder. Kildehenvisninger /2/, /3/, /4/, /5/ og /6/.

Fra slutningen af 1970-erne blev der også ofret forskningsmidler på at undersøge mulighederne for at anvende grundvandsmagasiner til sæsonlagring af højtemperatur overskudsvarme fra sommer til vinter. RISØ, GEUS og DTU var initiativtagere til etableringen af Hørsholm Varmelager, hvor man ville lagre overskudsvarme fra affaldsforbrændings-

anlægget Nordforbrænding i et nærliggende grundvandsmagsin til brug for boligopvarmning i vintertiden. Varmen skulle distribueres via det til Nordforbrænding tilhørende fjernvarmenet. Lagringstemperaturen skulle være op imod 100°C. For at dette kunne lade sig gøre, var det nødvendigt at udstyre anlægget med et avanceret vandbehandlingsystem, således at grundvandets naturlige indhold af jern, mangan og calcium ikke fældede ud ved opvarmningen. Hørsholm Varmelager deltog sammen med en række andre højtemperatur varmelagringsforsøg i grundvandsmagasiner under IEA (International Energy Agency), herunder SPEOS i Lausanne i Sveiz og University of Minneapolis i U.S.A.

Konklusionen på initiativerne med at forsøge at sæsonlagre højtemperatur varme i grundvandsmagasiner blev dog, at dette ikke var en farbar vej, der væsentligst skyldes de tekniske og miljømæssige problemer ved at fortage vandbehandling af grundvandet. Med afslutningen af Hørsholm-projektet er der ikke siden foretaget initiativer i Danmark med det formål at sæsonlagre højtemperatur varme i grundvandsmagasiner.

Internationalt er der heller ikke foretaget yderligere forsøg hermed.

Kildehenvisning /7/.

Lavtemperatur lagring af varme i grundvandsmagasiner har også været undersøgt af DTU. Der henvises til kilderne /8/, /9/ og /10/.

Siden starten af 1990-erne har det i Danmark og internationalt drejet sig om anvendelsen af grundvandsmagasiner som kilde til rumkøling og opvarmning i det kommercielle byggeri og til proceskøling i industrien.

Billund Lufthavns nye terminalbygning var det første store byggeri herhjemme, hvor metoden blev benyttet til køling af rumluft. Anlægget blev idriftsat i 2002.

I 2000 blev der opnået tilladelse til grundvandskøling med reinjektion for Rigsarkivets nye bygning i Ørestaden ved København. Byggeriet blev imidlertid opgivet umiddelbart efter regerings skiftet 2001.

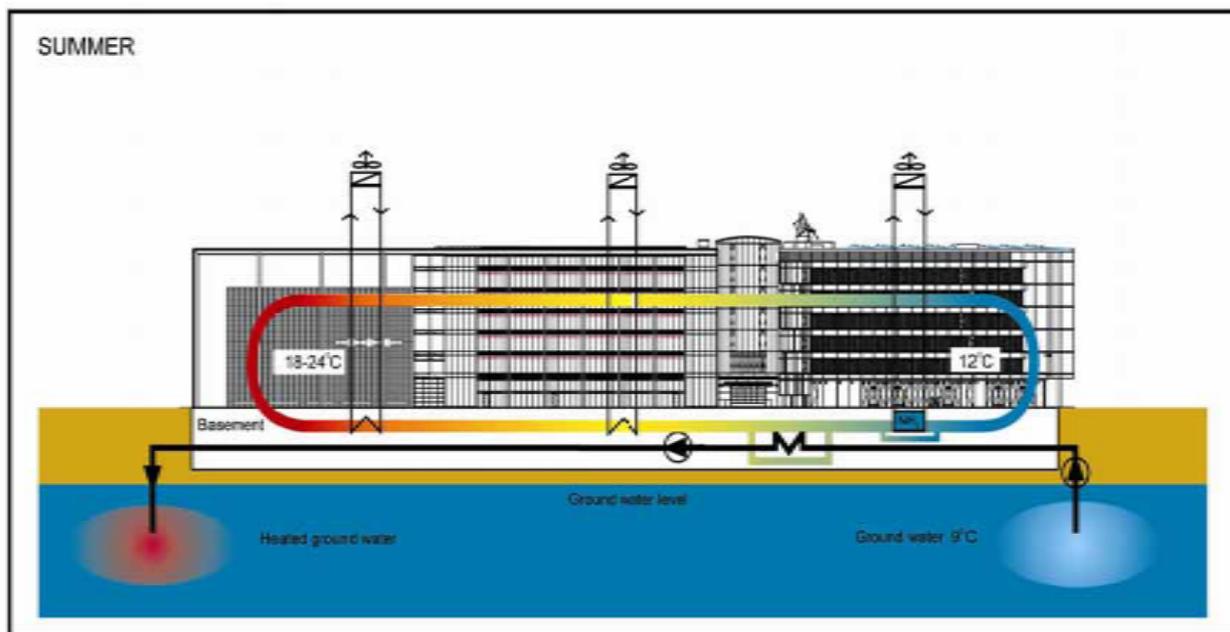
Det første kommercielle ATES-anlæg blev idriftsat hos DEIF A/S i Skive i august 2008. Anlægget er det første anlæg i Danmark, der anvender teknologien både til køling af bygninger og processer og til bygningsopvarmning vha. varmepumper (2-flow-system).

Et antal byggerier i Danmark er under opførelse, hvor ATES-teknologien finder anvendelse, herunder Copenhagen Towers i Ørestad, Sundheds- huset i Horsens, Widex A/S i Vassingerød og RHQ i Ørestaden.

DR-Byen i Ørestaden vil anvende et ATES-system til bygningskøling. Det drejer sig om Nyhedshuset, der er DR-Byens Segment 2. På internettet kan hentes flg. oplysninger om projektets visioner:

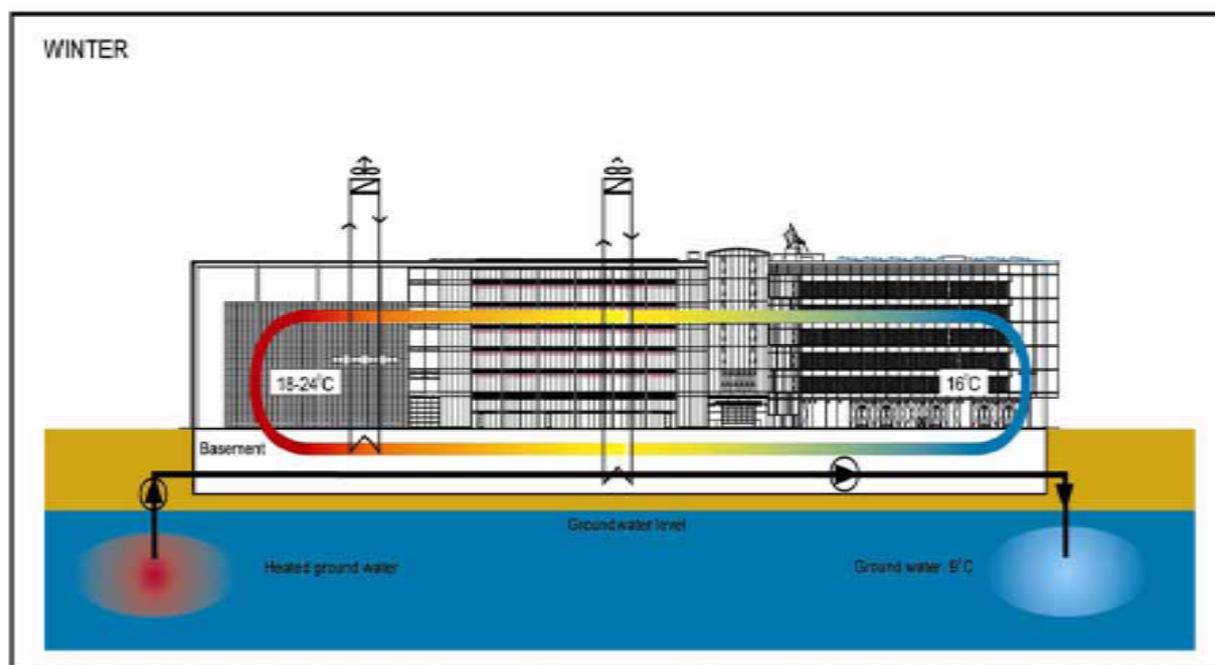
Danmarks Radios nye hovedsæde i Ørestad bliver udført som et miljøvenligt byggeri. DR har formuleret en miljøpolitik for byggeriet, som skal efterleves af alle på projektet. Det betyder blandt andet, at der skal spares på ressourcerne, vælges miljøvenlige og sunde materialer og skabes et godt indeklima og arbejdsmiljø. Kravene gælder både for byggefasen, hvor sikkerhed og sundhed er i fokus og for det færdige byggeri. Alle krav til projektet skal opfyldes inden for det godkendte budget på 3 mia. kr. DR Byen har dog derudover fået EU-midler som et demonstrationsbyggeri for minimering af miljøbelastningerne fra moderne IT-tungt kontorbyggeri, som har et stort behov for køling. I DR Byen vil op mod 80 % af det samlede kølebehov blive dækket af alternative kølemetoder såsom frikøling med udeluft og grundvandskøling med vand, der pumpes op fra undergrunden. Udover de alternative kølemetoder får bygningen energibesparende dobbeltfacader og Danmarks største solcelleanlæg på 1200 m².

Grundvandsanlægget er designet for termisk balance af grundvandsmagasinet og med 100% back-up i form af mekanisk køling med kølekompresor anlæg. Anlægget er endnu ikke idriftsat (marts 2008).



CONCEPT FOR COOLING - SUMMER

Figur 13. ATES til DR-Byen. Sommerdrift



CONCEPT FOR COOLING - WINTER

Figur 14. ATES til DR-Byen. Vinterdrift.

De fleste større anlæg for grundvandskøling er indtil nu etableret i danske industrivirksomheder. Her er kølebehovet det dominerende, og der findes i dag et antal anlæg med og uden termisk balancering af det anvendte grundvandsmagasin.

Agro-sektoren i Danmark anvender også køling med grundvand idet kartoffelmelsfabrikkerne AKV Langholt Amba og Karup Kartoffelmelsfabrik benytter teknologien til køling af kartoffelsaft.

Nye initiativer er i gang i mht. til at gøre de i dag energitunge væksthusholdninger energineutrale eller ligefrem netto energiproducenter. Hertil er det nødvendigt med stor varmelagringskapacitet, hvorfor ATES-systemet er under overvejelse. Gartneriet Hjørttebjerg ved Bogense bliver sandsynligvis det første gartneri i Danmark, der vil anvende teknologien, som anvendes i stor udstrækning i dag i hollandske gartnerier.

Tabellen herunder viser nøgledata for nogle af de første større grundvandskøleanlæg med reinjektion, kulde- og varmelagring, idriftsat i Danmark. Tabellen viser også data for nogle fremtidige anlæg.

Anlægejer	Årstal	Grundvandsflow		Kølekapacitet		Elbesparels e	CO ₂ - red.
		m ³ /h	m ³ /år	kW	MWh/år	MWh/år	t/år
Chr. Hansen A/S	1996	200	750000	3700	6000	600	468
Knudsen Plast A/S	1998	50	250000	290	1450	430	335
DBI Plastics A/S Anlæg 1	1998	30	150000	175	875	260	202
Primo DK A/S ^{*)}	1999	65	260000	600	1500	400	312
Sky-Light A/S	2000	80	600000	450	3500	880	686
Mikron Faarevejle A/S	2001	45	160000	520	1850	420	327
Superfos A/S ^{**)}	2001	75	600000	1000	6700	1350	1053
Billund Lufthavn A/S	2002	300	150000	2400	870	260	202
Faerch Plast A/S ^{**)}	2003	208	1800000	2650	+/-16700	1460	1138
AKV Langholt A/S	2004	210	470000	3900	8750	1650	1290
DBI Plastics A/S Anlæg 2	2006	100	450000	1625	7300	1350	1050
Kunst-Stof Kemi A/S	2007	55	275000	700	3500	825	495
Hotel Opus	2007	80	280000	555	1930	420	250
DEIF A/S ^{***)}	2008	40	300000	1000	1000	220	337
Sundhedshuset ^{***)}	2009	40	160000	350	700	159	143
Widex A/S ^{***)}	2009	250	560000	2800	3000	698	1034
Copenhagen Towers ^{***)}	2009	300	400000	4000	2200	610	366
RHQ, Ørestad ^{***)}	2010	100	560000	1000	2500	450	425

Data for nogle af de første større grundvandskøleanlæg med reinjektion i Danmark. ^{*)} Med vandrette borer for returledning af grundvand. ^{**)} Med termisk balancering af grundvandsmagasinet. ^{***)} Med termisk balancering af grundvandsmagasinet ved aktiv kulde/varmelagring (2-FLOW). I CO₂-reduktionen er også indregnet besparelser ved varmepumpedrift.

Kilde: Energi & Miljø A/S og Enopsol ApS.

9. Grundvandskøling og ATES. Teknologistade udland.

I Holland er der flere hundrede anlæg i drift til køling og opvarmning af store bygninger ved brug af ATES og har igennem en årrække været kommerciel tilgængelig teknologi. Der findes en meget omfattende litteratur om disse anlæg, herunder en rapport /11/ om livscyklus-analyse af ATES-anlæg.

I Sverige er der også etableret en række ATES-anlæg (ca. 40). Der findes også en omfattende litteratur om de svenske anlæg.

Som led i det omhandlede projekt har projektdeltagerne været på studiebesøg i Holland og Sverige, hvor der blev givet generelle foredrag og præsentation af udvalgte projekter. For nærmere information desangående henvises til hjemmesiden www.enopsol.dk.

I en del vestlige lande udover Danmark er teknologien nu langsomt ved at vinde indpas.

10. Internationalt samarbejde under IEA.

IEA (International Energy Agency) har været den organisation, hvori de fleste internationale initiativer og projekter indenfor teknikområdet har været gennemført. En detaljeret beskrivelse af de forskellige former for ATES og andre lagringsteknologier under fællesbetegnelsen STES (Seasonal Thermal Energy Storage) er givet i kilde /12/.

Allerede i 1978 blev der igangsat et program under IEA med titlen "Energy Conservation Through Energy Storage" (ECES) for forskning, udvikling og demonstration af nye, innovative teknologier indenfor termisk energilagring med det formål at fremme energibesparelser og udnyttelse af fornybare energikilder. Flg. focusområder blev valgt: Underground Seasonal Thermal Energy Storage, Short Term Thermal Energy Storage, Phase Change Materials (PCM) og Thermo-Chemical Reactions for Heating and Cooling.

For nærmere oplysninger om ovennævnte teknologier kan henvises til /12/.

Indenfor focusområderne er der indtil nu taget initiativ til dannelsen af følgende Annex:

Annex 1: Large Scale Thermal Storage Systems Evaluation.
Afsluttet 1981.

Annex 2: Lake Storage Demonstration Plant in Mannheim.
Projektet blev opgivet

Annex 3: Aquifer Storage Demonstration Plant in Lausanne
Dorigny (SPEOS). Afsluttet 1989.

- Annex 4: Short Term Water Heat Storage Systems.
Afsluttet 1988.
- Annex 5: Full Scale Latent Heat Storage Installations.
Afsluttet 1992.
- Annex 6: Environmental and Chemical Aspects of Thermal
Energy Storage in Aquifers and Research and
Development of Water Treatment Methods.
Afsluttet 1996.
- Annex 7: Innovative and Cost Effective Seasonal Cold Storage
Applications. Afsluttet 1996.
- Annex 8: Implementing Underground Thermal Energy Storage
Systems.
- Annex 9: Electrical Energy Storage Technologies for Utility
Network Optimization.
- Annex 10. Phase Change Materials and Chemical Reactions for
Thermal Energy Storage.
- Annex 12. High-Temperature Underground Thermal Energy
Storage (HT UTES).
- Annex 13. Design, Construction and Maintenance of UTES Wells
and Boreholes.
- Annex 14. Cooling with TES in all Climates
- Annex 15. Design, Construction and Maintenance of UTES Wells
and Boreholes.
- Annex 16. Cooling with TES in all Climates
- Annex 17. Advanced Thermal Energy Storage Techniques
–Feasibility Studies and Demonstration Projects.

For nærmere information vedr. IEA-programmet henvises til hjemmesiden
www.iea-eces.org

Med bl.a. IEA som sponsor er der til og med 2006 afholdt 10
internationale konferencer under fællesbetegnelsen "International
Conference on Energy Storage for Building Heating and Cooling":

- 1981: Seattle
1983: Stockholm (Subsurface Heat Storage)
1985: Toronto (ENERSTOCK 85)
1988: Versailles (JIGASTOCK 88)
1991: Scheveningen (THERMOSTOCK 91)
1994: Espoo (CALORSTOCK 94)
1997: Sapporo (MEGASTOCK 97)
2000: Stuttgart (TERRASTOCK 2000)
2003: Warszawa (FUTURESTOCK 2003)
2006: New Jersey (ECOSTOCK 2006)
2009: Stockholm (EFFSTOCK 2009)

11. Varmepumper og absorptionsanlæg. Teknologistade

I Bilag 2 er der givet en opdateret beskrivelse af varmepumpe- og kølekompressor anlæg samt en omtale af absorptionskøleanlæg.

12. Ventilationsanlæg. Teknologistade

I Bilag 3 er der givet anbefalinger for etablering af anlæg for højtemperatur bygningskøling.

13. Lavtemperatur solvarme. Teknologistade.

I Bilag 4 er der vist eksempler på lavtempertur solfangersystemer.

14. Bygningsreglement B06 og ATES.

Bygningsreglementets energiregler benytter sig af en energirammebetragtning til at afgøre om en ny bygning kan opføres lovligt. Energirammen pr. m² opvarmet areal for andre bygninger end boliger udtrykkes ved:

$$95 + \frac{2200}{A} \text{ kWh / m}^2 \text{ pr. år}$$

Desuden findes to definitioner af lavenergibygninger som har en energiramme på ca. 75 hhv. 50 % af energirammen for nye bygninger. Tilsvarende findes en definition for bygninger, der benyttes til beboelse. Det vil sige at en bygnings samlede energiforbrug til opfyldelse af de forskellige behov ved normal brug af bygningen, herunder opvarmning, varmt vand, køling, ventilation og belysning (kun i andre bygninger end boliger) samt straf for overtemperaturer. I beregningen af energirammen indgår alle elforbrug med en vægtningsfaktor på 2,5 og alle andre energiforbrug med en vægtningsfaktor på 1,0.

ATES teknologiens mulighed for at bidrage til at en ny bygning overholder energirammen ligger derfor primært i muligheden for at nedbringe energiforbruget til køling og opvarmning. Grunden til at ATES teknologien vil have en effekt på disse faktorer er effektivitetsfaktoren for ATES anlægget, som er langt højere end for traditionelle mekaniske køleanlæg, som typisk har en effektivitetsfaktor på mellem 3 og 5.

I bilag 5, Beregning af energirammen og ATES systemer, findes en beskrivelse af de inddata til Be06 beregningsprogrammet som skal justeres for at beregne indflydelsen på energirammen fra et ATES anlæg. I bilag 6 er vist en gennemgang af modelværktøjet TRNSYS til brug ved dynamisk simulering af bl.a. ATES-systemer.

15. Kortlægning af potentiale for ATES i DK.

Med henvisning til rapporten /13/ vurderes det i 1995 muligt at etablere mindst 400 ATES-anlæg i Danmark. Antages en gennemsnitlig grundvandscirkulation på $300.000 \text{ m}^3/\text{år}$ pr. anlæg, modsvarer det en total grundvandscirkulation på $120.000.000 \text{ m}^3/\text{år}$ eller mindre end 1% af den årlige grundvandsdannelse i Danmark. Energibesparelsen ved at cirkulere $120.000.000 \text{ m}^3$ grundvand pr. år er ved antagelse af en ligelig fordeling mellem køling og opvarmning ca. 128 GWh el og ca. 700 GWh varme svarende til en besparelse på 100-200 mio. kr./år for el og 300-600 mio. kr./år for varme i alt en besparelse på 400-800 mio. kr./år. CO_2 -besparelsen bliver ca. 76.000 tons $\text{CO}_2/\text{år}$ for eldelen og ca. 144.000 tons $\text{CO}_2/\text{år}$ på varmedelen i alt ca. 220.000 tons $\text{CO}_2/\text{år}$.

Antages at hvert anlæg i gennemsnit koster 6 mio. kr. at etablere bliver den samlede investering på 2.400 mio. kr. Med en potentiel energibesparelse bliver den simple tilbagebetalingstid på mellem 3-6 år afhængig af energipriserne. Bliver det i fremtiden tilladt at lagre varme ved 30°C isf. det nugældende krav på 20°C kan ovennævnte besparelspotentiale og CO_2 -reduktion fordobles og tilbagebetalingstiden halveres.

ATES-teknologien har under ovennævnte forudsætninger et potentiale for at reducere Danmarks samlede CO_2 -udledning med mellem 0.5 og 1%. Besparelspotentialet kan dog vises sig at være betydeligt større i takt med stigende energipriser.

16. Myndighedsforhold

Det nye bygningsreglement er trådt i kraft med virkning fra pr. 1. april 2006 jf. ref. /14/ og /15/.

Bygningsreglementet stiller krav om en betydelig besparelse på 30% i bygningers samlede energiramme i forhold til det tidligere bygningsreglement. Der vil inden for få år ske yderligere stramninger.

Fra november 2006 er anvendelsen af grundvand til kølings- og opvarmningsformål blevet reguleret af en bekendtgørelse udstedt af Miljøstyrelsen. For nærmere oplysninger henvises til ref. /1/.

17. Barrierer og virkemidler for teknologiens udbredelse.

Det har været en mærkbar barriere for teknologiens udbredelse i Danmark, at der ikke igennem 1990'erne og efter årtusindskiftet har været officiel opbakning til teknologien herhjemme, herunder manglende støtte til dansk deltagelse i det internationale samarbejde under IEA.

Der har også været en markant svag deltagelse fra dansk side (rådgivere og arkitekter) i de internationale konferencer og seminarer indenfor området. ATEs har derfor i Danmark været markedsført af et meget lille antal personer og firmaer med risikovillighed og iværksætterånd. Dette står i skærende kontrast til fx Sverige og Holland, hvor de statslige myndigheder aktivt har promoveret teknologien ved massive tilskud i udviklings- og markedsføringsfaserne.

En barriere har desuden været, at der indtil efteråret 2006 ikke var landsdækkende retningslinier for sagsbehandling og vilkår for både grundvandskøleanlæg og grundvandsvarmepumpeanlæg. De daværende amter var sagsbehandlere for ansøgninger (Miljøkontrollen i København) og de var som oftest meget lang tid om at træffe afgørelse i ansøgninger om tilladelse.

En barriere har været, at der i de oprindelige amter i Danmark, har siddet sagsbehandlere, der har haft en personlig uvilje mod at give tilladelse til disse anlæg, hvilket i mange tilfælde skyldes uvidenhed om konceptet og i lyset af manglende uvildig oplysning fra de statslige myndigheder, har man følt det sikrere (og lettere) at sige nej end ja til en ansøgning. Få ansøgninger havnede derfor som klagesager i Miljøstyrelsen og Miljøankenævnet. I disse instansers afgørelser var linien imidlertid en meget stor imødekommenhed overfor konceptet.

En barriere har også været, at der i Danmark har været den opfattelse, at alt grundvand skal være til rådighed for drikkevandsindvinding, hvorfor mange amter har været meget forsigtige med at give tilladelse til grundvandskøleanlæg selv i områder, hvor der ikke i regionplanerne var planlagt for fremtidig vandindvinding. Denne interessekonflikt tager den nye bekendtgørelse hånd om på bedste vis.

De danske rådgiveres og arkitekters manglende viden om ATEs har naturligvis også den konsekvens, at bygherrer, developere og byggeriets øvrige beslutningstagere og investorer ikke får en tilstrækkelig kvalificeret og nyanceret rådgivning i byggeriers indledende faser.

De fremadrettede virkemidler for ATES udbredelse i Danmark er først og fremmest, at kunne vise konceptets potentiale via etablerede anlæg. Dernæst er det vigtigt, at de uvildige myndigheder (Energistyrelsen og Miljøstyrelsen) og forsyningsselskaberne træder mere aktivt ind i oplysningen om disse anlæg. Ønsket om at kunne lagre grundvand ved i gennemsnit op til 30°C isf. de nugældende 20°C ville betyde op mod en fordobling af energibesparelsespotentialet og dermed følgende yderligere reduktion af CO₂-udslippet. Et virkemiddel kunne også være at forsyningsselskaberne aktivt investerer i etablering og drift af ATES-anlæg.

18. Beregningsværktøj for udlægning af ATES

I bilag 6 er vist et beregningsværktøj for økonomisk og miljømæssig vurdering af ATES-anlæg. Beregningsværktøjet, der er regnearksbaseret, giver ud fra et sæt indtastede værdier et forslag til anlægsudformning (1-flow eller 2-flow systemer med eller uden kulde- eller varmeinjektion), nødvendige grundvandsmængder, investeringsomfang, energibesparelser, tilbagebetalingstider og CO₂-reduktion. Beregningsværktøjet kan findes på hjemmesiden www.enopsol.dk.

19. Gennemregning af 4 anlægseksempler

Ved anvendelse af beregningsværktøjet i Bilag 6, oplysninger om lokal geologi og hydrogeologi er der foretaget en gennemregning for 4 potentielle anlægsværter:

1. Hotel Opus, Horsens
2. Novo Nordisk A/S, Hillerød
3. Sydvestjysk Sygehus, Esbjerg
4. Fields, Ørestad

Et grundvandskøleanlæg (1-flow uden termisk balance og uden varmepumper) er installeret til Hotel Opus. Anlægget har været i drift siden efteråret 2007. Beregningerne i denne rapport baserer sig imidlertid på et 2-flow anlæg med termisk balance

Novo Nordisk A/S har ønsket et 1-flow anlæg uden termisk balance med varmepumper.

Beregningerne i denne rapport baserer sig imidlertid på et 1-flow anlæg med termisk balance.

For Sydvestjysk Sygehus er beregningerne foretaget ud fra ønsket om et 2-flow system med termisk balance.

For Sydvestjysk Sygehus er beregningerne foretaget ud fra ønsket om et 2-flow system med termisk balance.

Beregningsforudsætninger og –resultater fremgår af Bilag 7.

20. Checkliste for etablering af ATES

Etableringen og driften af et ATES-system er forholdsvis kompleks, idet anlæggene skal designes, bygges og drives individuelt ud fra de naturgivne forhold på etableringsstedet. Derfor er det af største vigtighed, at etableringen af sådanne anlæg foretages af kompetente rådgivere og udførende entreprenørvirksomheder.

Generalt kan et projekt opdeles i flg. faser:

1. Forundersøgelse
2. Projektering/engineering
3. Entrepriser og leverancer
4. Udførelse
5. Dokumentation
6. Driftsinstruktion
7. Drift og overvågning
8. Driftsrapporter

Forundersøgelsen inddeles i 3 faser:

Ad 1) Forundersøgelse fase 1. Indledende analyse.

Omfatter:

- Bygningens køle- og varmebehov og tilhørende temperaturkrav
- Geologi og hydrogeologi
- Grundvandskemi
- Grundvandsinteresser
- ATES-koncept og indpasning i bygningens samlede energisystem
- Anlægsøkonomi, energibesparelse og CO₂-reduktion
- Indpasning i bygningsreglementet
- Myndighedskontakt og møder med myndigheder og interessenter
- Grundvandshydraulisk modelanalyse
- Grundvandstermisk modelanalyse

- Ansøgning om tilladelse til anlægsetablering eller prøveboring(er)
- Rapport

Ad 1) Forundersøgelse fase 2. Prøveboring og prøvepumpning.

Omfatter:

- Etablering af lagfølgeboring(er)
- Prøvepumpningsprogram
- Grundvandskemiske analyser
- Fuldskala test forsøg fx med testcontainer
- Analyse af feltmålinger
- Rapport

Ad 1) Forundersøgelse fase 3. Miljøansøgning.

- Rekalibrering af grundvandshydraulisk model
- Rekalibrering af grundvandstermisk model
- Endelige boringsplaceringer
- Hydraulisk og termisk konsekvensanalyse for grundvandsmagasinet
- Evt. møder med myndighederne
- Rapport
- Udarbejdelse af miljøansøgning

Ad 2) Projektering og engineering.

Det ideelle udgangspunkt for anlægsprojekteringen er naturligvis at vente til forundersøgelsesprogrammet er fuldt gennemført. Dette ønske kan ikke altid af tidsmæssige årsager opfyldes. Projekteringen startes derfor ofte så snart ATES-projektet er defineret.

Her tænkes især på installationer over jorden som rør, varmeveksler, varmepumper, udeluftskølere, solvarmeanlæg, ventiler, instrumentering, elinstallationer, automatik og overvågning. I denne fase udarbejdes funktionsbeskrivelser og funktionskrav, udbudsmateriale og tilbudsindhentning for underentrepriser. Krav til og udbudsmaterialet for prøveboringer udarbejdes også i denne fase. Når resultatet fra prøveboring(er) og prøvepumpning(er) og andre testresultater foreligger kan der komme projektændringer, herunder boringsantal og boringernes indbyrdes placering.

Ad 3) Entrepriser og leverancer

Der skal indhentes tilbud på anlægsudførelsens enkelte entrepriser eller totalentreprisetilbud. Et totalentreprisetilbud kan omfatte samtlige projektfaser. Entrepriser involveret er typisk:

- Forundersøgelser, myndighedsansøgning og -behandling
- Boringsentreprise
- Boringsudbygning og -afslutningsentreprise
- Rørentreprise
- Graveentreprise
- Kabelentreprise
- Tavleentreprise
- El- og fortrådningsentreprise
- SRO-entreprise
- Varmevekslerentreprise
- Instrumenentreprise
- Ventil- og automatikentreprise
- VVS-entreprise
- Isoleringsentreprise

Ad 4) Anlægsudførelse.

Når tilladelser er opnået kan anlægsudførelsen påbegyndes. Her vil den rigtige rækkefølge være at etablere de resterende boringer først, for at sikre sig, at de nødvendige vandmængder er til rådighed med det forventede antal boringer og den forventede vandkemi, samt at det er muligt aft tilbagelede den ønskede grundvandsmængde.

Ad 5) Dokumentation.

Der skal udarbejdes fyldestgørende anlægsdokumentation til bygherre, driftsorganisation og myndighederne jf. vilkår i tilladelsen. Anlægsdokumentationen skal indeholde CE-mærkning af det samlede anlæg.

Ad 6) Driftsinstruktion.

Der skal udarbejdes fyldestgørende instruktion til driftspersonalet, således at anlægget kan betjenes forsvarligt.

Ad 7) Drift og overvågning

I anlæggets driftsfase skal dette styres og overvåges således at boringer og anlæg ikke bliver ovebelastet og således at grundvandet ikke bliver forurennet ved lækager i varmevekslere. Der skal indbygges automatisk virkende sikkerhedssystemer, der nedregulerer anlægget eller stopper det helt, hvis forudindstillede værdier overskrides. Overvågning af anlægget skal desuden opfylde de af myndighederne stillede vilkår til anlægget.

Ad 8) Driftsrapport

Anlæggets overvågningsanlæg skal være udstyret med datalogging af nøgleparametre, således at fejlsøgning lettes og således at de nødvendige rapporter til myndighederne let kan genereres.

21. Referencer

/1/ Bekendtgørelse 1206 af 24. november 2006: "Bekendtgørelse om varmeindvindingsanlæg og grundvandskøleanlæg."

/2/ Stig Niemi Sørensen, Bjørn Qvale: "Grundvand som varmekilde for varmepumper." Energiministeriets Varmepumpeforskningsprogram. Rapport nr. 35. Laboratoriet for Energiteknik, DTU. April 1986. ISBN 87-7511-622-7

/3/ Stig Niemi Sørensen, Bjørn Qvale: "Grundvandsreservoir som varmekilde I. Beskrivelse af forsøgsanlæg." Energiministeriets Varmepumpeforskningsprogram. Rapport nr. 59. Laboratoriet for Energiteknik, DTU. November 1987. ISBN 87-7511-809-2

/4/ Stig Niemi Sørensen, Bjørn Qvale: "Grundvandsreservoir som varmekilde II. Drifts- og måleresultater." Energiministeriets Varmepumpeforskningsprogram. Rapport nr. 60. Laboratoriet for Energiteknik, DTU. November 1987. ISBN 87-7511-810-6

/5/ Stig Niemi Sørensen, Jan Reffstup, Bjørn Qvale: "Grundvandsreservoir som varmekilde III. Enkeltbrøndsanlæg." Energiministeriets Varmepumpeforskningsprogram. Rapport nr. 71. Laboratoriet for Energiteknik, DTU. December 1989. ISBN 87-7511-986-2

/6/ Stig Niemi Sørensen: "Etablering og drift af grundvands-baserede varmepumpesystemer." Rapport nr. RE 91-2. Laboratoriet for Energiteknik, DTU. Marts 1991. ISBN 87-7475-136-0

/7/ Lotte Schleisner Ibsen, Bjørn Qvale: "The Danish Aquifer Thermal Energy Storage Project. Demonstration Plant." The Laboratory for Energetics, DTU, The Geological Survey of Denmark (GEUS), Risø National Laboratory. Report No. 1-4, Risø-M-2764. December 1988. ISBN 87-550-1490-6

/8/ Jørgen Boldt: "Grundvandsvarmepumper suppleret med andre naturlige varmekilder." Energiministeriets Varmepumpeforskningsprogram. Rapport nr. 36. Laboratoriet for Energiteknik, DTU. April 1986. ISBN 87-7511-623-5

/9/ Stig Niemi Sørensen, Jørgen Boldt, Bjørn Qvale: "Lavtemperatur varmelagring i akviferer." Energiministeriets Energiforskningsprogram. Rapport nr. RE 89-6. Laboratoriet for Energiteknik, DTU. December 1989. ISBN 87-7475-122-0

/10/ Ulrik Henriksen, Niels Houbak, Bjørn Qvale, Stig Niemi Sørensen: "Grundvandsvarmepumper suppleret med andre naturlige varmekilder. Forsøgsoptstilling." Energiministeriets Varmepumpeforskningsprogram.

Rapport nr. 72. Laboratoriet for Energiteknik, DTU. Marts 1990. ISBN 87-7511-987-0

/11/ "Environmental Effects of the Application of Seasonal Thermal Energy Storage (STES). A Life-Cycle Analysis of STES and Conventional Cooling with Respect to Material and Energy Consumption and Emissions." IF Technology. November 1991.
rumkøling og opvarmning i det kommercielle byggeri

/12/ Halime Ö. Paksoy: Thermal Energy Storage for Sustainable Energy Consumption. Fundamentals, Case Studies and Design." NATO Science Series. II. Mathematics, Physics and Chemistry. 2007. ISBN 978-1-4020-5288-0

/13/ "Seasonal Thermal Storage in North-West Europe", EEC-rapport under Generaldirektoratet XVII Energi, Thermie B-programmet DIS-0463-95-NL, 1995

/14/ Europaparlamentets og Rådets Direktiv 2002/91/EF af 16. december 2002 om bygningers energimæssige ydeevne.

/15/ Lov om fremme af energibesparelser i bygninger. Lov nr. 585 af 24. juni 2005.

50 HEAT PUMPS

Brief description

Heat pumps employ the same technology as refrigerators, moving heat from a low-temperature location to a warmer location. Heat pumps usually draw heat from the ambient (input heat) and convert the heat to a higher temperature (output heat) through a closed process; either compressor heat pumps (using electricity) or absorption heat pumps (using heat; e.g. steam, hot water or flue gas).

Heat pumps serve different purposes, e.g. industrial purposes, individual space heating, heat recovery and district heat production. Today all small heat pump systems used for individual space heating are driven by electricity. Large heat pump systems are primarily dimensioned from an appraisal of the actual demand.

With low temperature levels of the heat source and the delivered heat, the heat output will be 2 to 5 times (the coefficient of performance) the drive energy. It is not possible to make general formulas for calculating the coefficient of performance (COP) since the efficiency of the systems can vary significantly depending on the compressor type etc. The theoretical COP is given by the temperature of the input and output heat:

$$COP = \frac{\text{Heat output}}{\text{Energy input}} = \frac{T_{hot}}{T_{hot} - T_{cold}}$$

both temperatures given in degrees Kelvin ($^{\circ}\text{K} = ^{\circ}\text{C} + 273.15$)

For example, with a hot temperature of 80°C and a cold temperature of 10°C the theoretical COP is 5.0. In all practical appliances the COP will be lower because of losses in the system, typically around 50-65% of the theoretical COP.

In Denmark the heat source is primarily renewable energy, i.e. accumulated solar heat in top soil layers, in ambient air, in lakes, streams or sea water. Also waste heat from industrial processes can directly or in connection with heat recovery be utilized as heat source.

Absorption heat pumps can in principle deliver temperatures up to 94°C , but to avoid instability the temperature should not exceed $85-87^{\circ}\text{C}$ (ref. 4).

Input

A heat source (e.g. ambient air, water or ground, or waste-heat from an industrial process) and energy to drive the process. Typical Danish temperatures are $0-18^{\circ}\text{C}$ as ground temperature and $5-10^{\circ}\text{C}$ as groundwater temperature. Compressor heat pumps are driven by electricity or engines, whereas absorption heat pumps are driven by heat; e.g. steam, hot water or flue gas, but also consume a small amount of electricity.

Output

Heat.

Typical capacities

The capacity of small heat pumps is 0.5 to 25 kJ/s heat output. Large heat pumps are available from 25 kW to 3-5 MJ/s heat output. Larger heat pumps than 3-5 MJ/s will typically be a number of heat pump units in a serial connection.

Regulation ability

The use of heat pumps can be beneficial for the overall electricity system in converting electricity to heat at high efficiencies in times of surplus electricity generation. This feature becomes increasingly valid, when more intermittent renewable energy generators are present in the power system.

Small heat pumps have previously been operated in on/off-mode, but recently some air/air and liquid/water heat pumps have been introduced with regulation ability; typically 30-150% (i.e. up to 50% above rated capacity). In ten years time, a regulation of 10-200% is expected. Regulating up to 150-200% is only possible for shorter intervals, but could be used for peak demand. However, operation above rated capacity shortens the lifetime of the heat pumps.

Large heat pumps are usually regulated continuously and instantly. In starting from cold, electricity consumption is full load instantly.

Research and development

The phasing out of the ozone depleting refrigerants CFC and HCFC from the heat pump market has been agreed internationally. The heat pump industry has introduced refrigerants, which are not ozone depleting. These are among others hydrocarbons (propane, butane and iso-butane), carbon dioxide, ammonia, and water. The use of these refrigerants does not decrease the energy efficiency, on the contrary if anything. It is primarily the so called HFC refrigerants that have been developed to replace the CFC and HCFC refrigerants, but the HFC's contribute to global warming and therefore work has been initiated in order to make sure that these also are phased out. From 2007 it is not allowed to use more than 10 kg of synthetic refrigerant in cooling or heat pump installations in Denmark. Therefore, natural refrigerants must be used in larger heat pump installations. Ammonia is limited to a maximum temperature of 70 °C. For higher temperatures CO₂ is the only option at the current stage of technological development.

Besides the further development of environmentally neutral refrigerants it is expected that technology development will focus on:

- Increase the efficiencies of all types of heat pump systems.
- Use of heat pumps combined with combined heat and power production.
- Optimise the benefits for the overall electricity system of using heat pumps.
- Further development of heat pumps driven by natural gas.

Advantages/disadvantages compared to other technologies

A general advantage of heat pumps is that the heat pump is able to utilize energy at a low temperature level. Additionally the heat pump is flexible concerning use of renewable energy, waste and surplus heat. The combined utilization of a heat source at a low temperature level and the use of for example gas as driving power enables more effective resource utilization compared with conventional heat production technologies.

Compared with traditional heating technologies, heat pumps are relatively expensive in investments costs. However, this is counterbalanced with considerable savings in operating costs.

Environment

Harmless refrigerants are currently replacing the former previous refrigerants at large scale.

As heat pumps need drive energy (electricity, oil or gas) the environmental impact from using heat pumps stems from the production and use of the drive energy.

Additional remarks

The data for 'hot' heat pumps is based on a heat source of 35°C; otherwise the average outdoor temperature is used as heat source. If other heat sources are used e.g. in connection with decentralised CHP systems, the COP values would be considerably higher. This could be heat sources such as flue gas cooling, heat from intercooler or waste heat from gas engines.

For large compressor heat pumps the most probable refrigerants to be used in large heat pumps in the future will be NH₃ and CO₂. However, due to the condensation temperature of NH₃ (normally up to about 60°C) only CO₂ can be used for applications with higher temperatures (up to about 90°C). Danish district heating systems typically employ a supply temperature of 75°C or higher. Heat pumps using NH₃ are well tested and commercially available, whereas CO₂ heat pumps are still a new technology.

A NH₃ heatpump may be 30-40% cheaper in investment (M€per MJ/s delivered) than a CO₂ heat pump, but it cannot deliver a supply temperature much above 55°C.

Concerning financial data mentioned in the data sheets, the span of investment costs and O&M costs is expected to cover the future. Investment costs are not expected to fall and O&M costs may increase slightly in the future.

The total investment cost of a CO₂ heat pump is comprised of (ref. 2):

Heat pump:	55-60%.
Container (no building):	3 %
Connections and other costs:	35-40%.

Based on a single case, the total investment cost of an absorption heat pump for flue gas condensation is comprised of (ref. 5):

Heat pump:	50%.
Pipe connections:	12%
Chimney anti-corrosion:	13%
Other costs:	25%.

In this case, there was already a steel chimney. This needed anti-corrosive protection.

Reference

1. Danish Technology Institute, 2003, 2004 & 2005
2. Advansor, 2009
3. Presentation "Varmepumper i ATES", DONG Energy, March 2009.
4. DONG Energy, October 2009.
5. Vestforbrænding, November 2009.

Data sheets

The following types and sizes are covered in this technology sheet:

- Large heat pumps for district heating systems, heat source ambient temperature
- Large heat pumps for district heating systems, heat source 35°C
- Large absorption heat pumps – flue gas condensation (steam driven)
- Large absorption heat pumps – geothermal (steam driven)

Technology	Large heat pumps, electric (heat source: ambient temperature)						
	2010	2020	2030	2050	Note	Ref	
Energy/technical data							
Generation capacity for one unit (MJ/s heat)	1-10						
Coefficient of performance	2.8	2.9	3	3.2	A	1,2	
Forced outage (%)							
Planned outage (weeks per year)							
Technical lifetime (years)	20	20	20	20		1,2	
Construction time (years)	0.5-1	0.5-1	0.5-1	0.5-1		1,2	
Environment							
Refrigerants	neutral				A		
Financial data							
Specific investment (M€ per MJ/s heat out)	0.5-0.8	0.45-0.75	0.4-0.7	0.35-0.65	C	1,2	
Total O&M (€ per MJ/s heat out per year)	3500-7000	2300-4700	2300-4700	2300-4700	B	1	

References:

- 1 Advansor 2009
- 2 "Varmepumper og lavtemperaturfjernvarme. Rapportering fra to workshops. Delrapportering fra EFP projekt: Effektiv fjernvarme i fremtidens energisystem" (heat pumps and low temperature heat, workshop reports in Danish), Ea Energianalyse A/S, Risø DTU, og RAM-løse edb og Dansk Fjernvarmes visionsudvalg, 2009.

Notes:

- A It is assumed that CO₂ is used as refrigerant. Supply temperature about 80C.
- B A typical service contract is estimated 2,000-3,000 €/year, for the larger sizes. Furthermore an overall check is needed for every 10000 hrs of operation costing approximately 1500 € per MJ/s out.
- C These costs include pipes, electrical system, installation etc. It does not include buildings or storage tanks. The heat pumps alone would cost between 0.3 and 0.5 M€ per MJ/s heat out.

Technology	Large heat pumps, electric (heat source: 35 C)					
	2010	2020	2030	2050	Note	Ref
Energy/technical data						
Generation capacity for one unit (MJ/s heat)	1-10					
Coefficient of performance	3.6	3.7	3.8	3.8	A	1,2
Forced outage (%)						
Planned outage (weeks per year)						
Technical lifetime (years)	20	20	20	20		1,2
Construction time (years)	0.5-1	0.5-1	0.5-1	0.5-1		1,2
Environment						
Refrigerants	neutral				A	
Financial data						
Specific investment (M€ per MJ/s heat out)	0.45-0.85	0.4-0.8	0.35-0.75	0.3-0.7	C	1,2
Total O&M (€ per MJ/s heat out per year)	3500-7000	2300-4700	2300-4700	2300-4700	B	1

References:

- 1 Advansor 2009
- 2 "Varmepumper og lavtemperaturfjernvarme. Rapportering fra to workshops. Delrapportering fra EFP projekt: Effektiv fjernvarme i fremtidens energisystem" (heat pumps and low temperature heat, workshop reports in Danish), Ea Energianalyse A/S, Risø DTU, og RAM-løse edb og Dansk Fjernvarmes visionsudvalg, 2009.

Notes:

- A It is assumed that CO₂ is used as refrigerant. Supply temperature about 80C.
- B Electricity consumption is excluded. A typical service contract is estimated 2,000-3,000 €/year, for the larger sizes. Furthermore an overall check is needed for every 10000 hrs of operation costing approximately 1500 € per MJ/s heat out.
- C These costs include pipes, electrical system, construction etc. The heat pumps alone would cost between 0.3 and 0.5 M€ per MJ/s heat out.

Technology	Large heat pumps, absorption (flue gas condensation)					
	2010	2020	2030	2050	Note	Ref
Energy/technical data						
Generation capacity for one unit (MJ/s heat)	2-15					
Coefficient of performance	1.7	1.75	1.8	1.85	A	1+2
Technical lifetime (years)	20	20	20	20		
Construction time (years)	0.5-1	0.5-1	0.5-1	0.5-1		
Environment						
Refrigerants	Ammonia - LiBr					
Financial data						
Specific investment (M€ per MJ/s heat out)	0.35-0.40					3+4
Total O&M (€ per MJ/s heat out per year)	15-20000				B	4

References:

- 1 Vestforbrænding presentation, Danish Committee for Waste (DAKOFA) conference, December 2007.
- 2 DONG Energy, October 2009.
- 3 "Total udnyttelse af energien i Bjerringbro" (total energy utilization in Bjerringbro; in Danish), Fjernvarmen (Danish periodical for district heating), no. 1, 2008.
- 4 Vestforbrænding, November 2009.

Notes:

- A Heat pumps used in connection with flue gas condensation to increase overall efficiency of MSW and biomass plants. Condensation heat from the flue gas is used as heat input to raise the district heating temperature from 40-60 C to about 80 C.
- B 5% of initial investment per year. Almost all O&M cost is for for discharging the condensate water. However, at Vestforbrænding (incinerator) this cost is zero, since all condensate water is reused in an acid scrubber for flue gas cleaning (ref. 4). Cost of cleaning the condensate water before discharge is not included. Manpower to operate the heatpump is insignificant.
- Costs for steam to drive the heat pump and electricity for pumps etc. are not included.
- The electricity consumption for internal pumps is about 1-2 % of the heat extracted from the heat source by the evaporator (ref: 2+4).

Technology	Large heat pumps, absorption (geothermal)					
	2010	2020	2030	2050	Note	Ref
Energy/technical data						
Generation capacity for one unit (MJ/s heat)	5-10					
Coefficient of performance	1.7	1.75	1.8	1.8		1
Technical lifetime (years)	20	20	20	20		
Construction time (years)	0.5-1	0.5-1	0.5-1	0.5-1		
Environment						
Refrigerants	Ammonia / LiBr					1
Financial data						
Specific investment (M€ per MJ/s heat out)	0.4-0.5	0.4-0.5	0.4-0.5	0.4-0.5		1
Total O&M (€ per MJ/s heat out per year)	15000	15000	15000	15000	B+C	

References:

1 DONG Energy, October 2009.

Notes:

- A Heat pumps used in connection with geothermal energy. Geothermal water (70 C) is used as heat input to lift the district heating temperature from about 40C to about 80 C
- B 5% of initial investment per year. Costs for steam to drive the heat pump and electricity for pumps etc. are not included.
- C The electricity consumption for internal pumps is about 1% of the heat extracted from the heat source by the evaporator (ref: 1).

51 ELECTRIC BOILERS

Brief technology description

An electric boiler is used for producing hot water directly from electricity. Two types of installations are available:

- The heating elements using electrical resistance (same principal as a hot water heater in a normal household). Typically, electrical resistance is used for smaller applications up to 1-2 MW's. These electric boilers are connected at 400 V.
- Heating elements using electrode boilers. Electrode systems are used for larger applications (larger than a few MW's). In Denmark, larger electrode boilers (larger than a few MW's) are connected at 10 kV.

The water in the electrode boiler is heated by means of an electrode system consisting of three-phase electrodes, a neutral electrode and control screens. Power is fed to the electrodes which transfer it to the water, thus heating the water.

The current from the phase electrodes flows directly through the water, which is heated in the process. The current is a function of the active surface area of the electrodes and the water conductivity. The active area of the electrodes can be infinitely varied by operating the control screens, thus enabling output to be controlled between a minimum load of 10-20 % (depending on boiler size and voltage) and 100 %.

Input

Electricity.

Output

Heat (hot water).

Typical capacities

1 - 25 MW.

Regulation ability

The electrode boiler output can be adjusted by means of the control screens which are mounted on a motor-driven gear shaft so that they can be moved up and down along the electrodes. In this way it is possible to adjust the output from approx. 10-20% up to 100%.

Environment

The boiler has no local environmental impact. However, it uses electricity and the environmental impact is highly dependent of the origin of the electricity.

Advantages/disadvantages

Due to its very simple design, the electric boiler is extremely dependable and easy to maintain. The boiler has no built-in complex components which may impede operation and maintenance. The boiler has quick start up and is easy to regulate. It requires no fuel feeding systems or stack. However, as it uses electricity as fuel, the operating costs can be high compared to other boilers.

The investment costs are very dependent on the size of the boiler.

Research and development

The technology is well developed and tested and commercially available. Future development will focus on dynamic use of electric boilers in connection with the power system.

Examples of best available technology

Swedish boiler manufacturer, Zander & Ingeström AB, distributed by Averhoff Energi Anlæg in Denmark.

Swedish boiler manufacturer, Värmebaronen (smaller electric boilers up to 1.5 MW).

Additional remarks

The operating costs of an electric boiler are highly dependent on the electricity price. Thus, heat production from of electric boilers can only compete with other heat production units at low electricity prices (i.e. at periods with high wind power production). Furthermore, electric boilers can be used for upward or downward regulation in the power systems with short notice. For upward regulation the electric boiler needs to be in operation to deliver this service.

The investment cost stated in the data sheet is without grid connection, which may more than double the cost.

References

Averhoff Energi Anlæg, web page and personal communication 2009.

Zander & Ingeström AB, 2009.

Data sheet

The costs presented below do not include the installation of a hot water storage tank.

Technology	Electric boilers					
	2010	2020	2030	2050	Note	Ref
Energy/technical data						
Generation capacity for one unit (MW)	1-25					
Efficiency (%)	99	99	99	99		1
Technical lifetime (years)	20	20	20	20		
Construction time (years)	0.5-1	0.5-1	0.5-1	0.5-1		
Environment						
Local emissions	-				A	
Financial data						
Specific investment (M€/MW); 400 V; 1-3 MW	0.12-0.15	0.12-0.15	0.12-0.15	0.12-0.15	B;C	2,3
Specific investment (M€/MW); 10 kV; 10 MW	0.06-0.09	0.06-0.09	0.06-0.09	0.06-0.09	C	2,3,4
Specific investment (M€/MW); 10 kV; 20 MW	0.05-0.07	0.05-0.07	0.05-0.07	0.05-0.07	C	2,3
Fixed O&M (€/MW per year)	1000	1000	1000	1000		2
Variable O&M (€/MWh)	0.5	0.5	0.5	0.5		2

References:

- 1 Zander & Ingeström AB, web page, October 2009
- 2 Averhoff Energi Anlæg, personal communication, May 2009
- 3 Security of supply for Bornholm, Integration of fluctuating generation using coordinated control of demand and wind turbines, Demand side options for system reserves, Ea Energy Analyses 2007
- 4 "Erfaringer med centrale elpatroner og varmepumper", Jan Diget, Skagen Varmeværk at "Vind til varme og transport", conference held by the Danish Wind Industry Association, October 22, 2009
- 5 JPH Energi A/S; 2008.
- 6 Energinet.dk, 2009.

Notes

- A Environmental impacts depends on how the electricity for the boiler is produced.
- B If this small boiler needs to take the electricity from a 10 kV grid, a transformer is required. This costs around 0.14 M€/MW (ref. 5).
- C Costs do not include extra costs for connecting to the grid. Costs of strengthening the local grid and transformer-station, if required, may be around 0.13 M€/MW (ref. 6).

Leverandører Varmepumper

Vis antal: ▼

#	<u>Link</u>	<u>Hits</u>
1	 Advansor	568
2	 Sabroe / Johnson Controls	611
3	 Munters	806
4	 Cool Partners ApS	465
5	 Industri-Montage Vest A/S	288
6	 ICS Energy	324
7	 Svedan Industri Køleanlæg A/S	25
8	 Halicon	5

Varmepumper til industri og fjernvarme



Grøn strøm giver lavere varmepriser

compHEAT

compHEAT dækker over en stor platform med varmepumper til mange forskellige formål og Advansor har som de første i verden udviklet en kommerciel varmepumpe, som er skræddersyet til danske fjernvarmeforhold. Varmepumperne er resultatet af mere end 10 års erfaringer og udvikling. Processen er baseret på det naturlige kølemiddel CO₂ i en lukket kredsløbsproces, hvilket gør det muligt at opnå høje virkningsgrader ved høje temperaturer. Varmepumperne er samtidig driftssikre og har lave vedligeholdelsesomkostninger.

- Miljøvenligt kølemiddel
- Baseret på mere end 10 års erfaring
- Høje fremløbstemperaturer
- Pålidelig og driftssikker
- Advansor er verdens største producent af transkritiske CO₂ anlæg

Hvorfor CO₂

compHEAT anlæg fra Advansor anvender kun et kølemiddel – nemlig CO₂. CO₂ er hverken brændbart eller giftigt, hvilket gør det til et favorabelt kølemiddel, både i forbindelse med konstruktion, installation og drift af anlægget. CO₂ opfylder alle danske og internationale krav til kølemidler – i dag og i fremtiden. Ved at vælge et compHEAT anlæg fra Advansor behøver installatør og slutbruger ikke være bekymrede for ny lovgivning og nye afgifter i fremtiden, men er i stedet sikret en løsning, hvor der anvendes miljøvenligt kølemiddel.

Nedbring CO₂-udledningen

Eldrevne varmepumper kan bruges til at fortrænge varmeproduktion fra afbrænding af fossile brændsler. Anvendt som grundlast er det muligt at nedbringe CO₂ udledningen med 20% eller mere – afhængig af den optimale varighedskurve.

Grøn strøm giver lave varmepriser

Grøn strøm baseret på vedvarende energi kan f.eks. være strøm fra vindkraft, bølgekraft, solceller eller generatorer drevet af biomasse baseret energiproduktion. Anvendes egenproduceret grøn strøm i en varmepumpe giver denne konstellation mulighed for nogle af markedets laveste varmeproduktionspriser.

Fordele ved compHEAT

- 100% miljøvenligt anlæg
- Ugiftigt, ubrændbart kølemiddel
- Kun et enkelt kølemiddel
- Ingen drivhuseffekt, GWP=1
- Ingen ozonnedbrydende effekt
- Ingen krav til zoneklassificering
- Kompakt anlægsudførelse
- Lavt støjniveau
- Lempelige opstillingskrav
- Nemt at servicere
- Lavt energiforbrug
- Lave installationsomkostninger
- Lave vedligeholdelsesomkostninger
- Fremtidens mest sikre løsning



compHEAT S

Et compHEAT S anlæg er udformet som et simpelt køleanlæg. Trykgassen fra kompressoren trykkes direkte ind i en gaskøler/kondensator, hvor gassen afkøles ved varmeveksling med vand/væske fra varmemeforbrugeren. Den afkølede gas føres videre til en ekspansionsventil (højtryksventil), som holder det optimale tryk i gaskøleren, i forhold til driftssituationen. Fra ekspansionsventilen ledes gassen gennem fordampere, der optager energi ved lav temperatur.

Anlægget er udstyret med en lavtryksreceiver, designet til 90 bar, således at kølemidlet ikke blæser af under stilstand.

Alle styringskomponenter til kapacitetsregulering, olie håndtering og trykstyring er baseret på en controller-plattform, hvor alle parametre er samlet i et system. Dermed kan kommunikation og overvågning af maskinanlæg foregå på et samlet netværk.

Som standard bliver mindst en kompressor kapacitetsreguleret med en frekvensomformer, dermed opnås optimal kapacitetsregulering, som især på mindre anlæg giver en forbedret temperaturstyring.

compHEAT S modellen er en standard varmepumpe, med 1-3 kompressorer og varmeydelser fra 100-400 kW

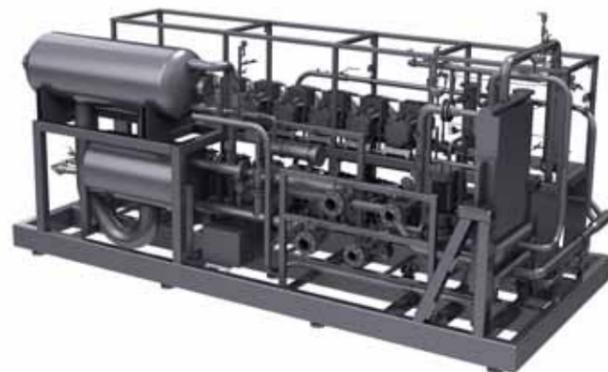


compHEAT S 2x0

compHEAT L og compHEAT XL

Et compHEAT L og XL anlæg er udformet som et simpelt køleanlæg. Trykgassen fra kompressoren trykkes direkte ind i en gaskøler/kondensator, hvor gassen afkøles ved varmeveksling med vand/væske fra varmemeforbrugeren. Den afkølede gas føres videre til en ekspansionsventil (højtryksventil), som holder det optimale tryk i gaskøleren, i forhold til driftssituationen. Fra ekspansionsventilen ledes gassen gennem fordampere, der optager energi ved lav temperatur. Anlægget er udstyret med en lavtryksreceiver, designet til 80 bar, således at kølemidlet ikke blæser af under stilstand. Alle styringskomponenter til kapacitetsregulering, olie håndtering og trykstyring er baseret på PLC-styring. Dermed kan kommunikation og overvågning af maskinanlæg skræddersys til den enkelte opgave og derved sikres optimal integration med allerede installerede overvågningssystemer.

compHEAT L modellen har mellem 4 og 8 kompressorer med varmekapacitet op til 700 kW
compHEAT XL modellen har mellem 9 og 16 kompressorer med varmekapacitet på over 2000 kW.



compHEAT XL 16x0



Model	S	L	XL
Kompressorer	2-3	4-8	9-16
Varmekapacitet [kW]	100-350	350-700	700-2000+
Kølekapacitet [kW]	80-280	300-560	560-1600
Længde [mm]*	3500-5000	4000-6000	5000-7000
Højde [mm]*	2000	2500	2700-3000
Bredde [mm]*	800	2000	2500
Vægt [kg]*	1000-1200	2000-4000	4000-12000

* Mål og vægt estimeret - kan variere

Standardkonfiguration compHEAT S:

- Semihermetiske Bitzer eller Dorin stempelkompressor
- Eltavle og elektronisk styring med Danfoss regulatorer - gavlmonteret
- Kølekompressor nr. 1 kapacitetsreguleret med frekvensstyring
- Standard designtryk af anlæg: LT/ HT: 90/130 bar

Standardkonfiguration compHEAT L og XL:

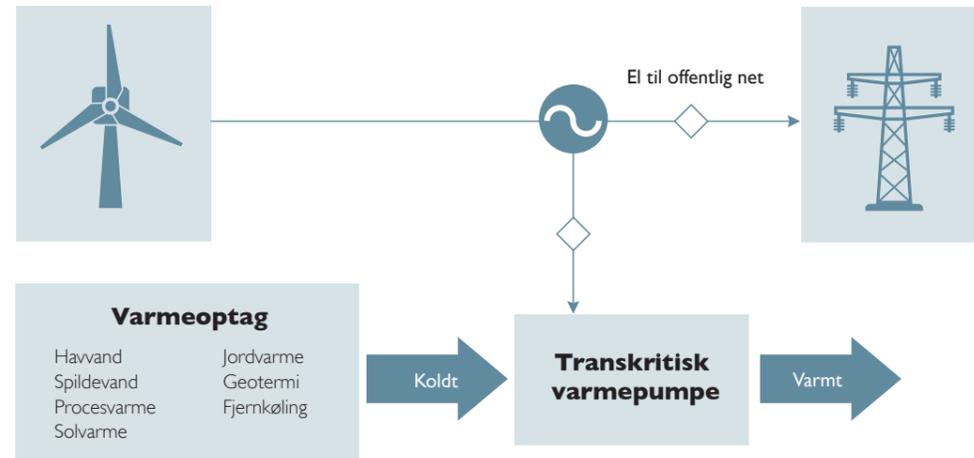
- Semihermetiske Bitzer eller Dorin stempelkompressor
- Eltavle og elektronisk styring med PLC-styring
- Standard designtryk af anlæg: LT/ HT: 80/130 bar

Valgfri optioner:

- System manager til overvågning af anlæg på eksternt netværk (kun compHEAT S)
- Energimåler i eltavle
- Energimåler på varmeydelse
- pumper på hhv. varm og kold side

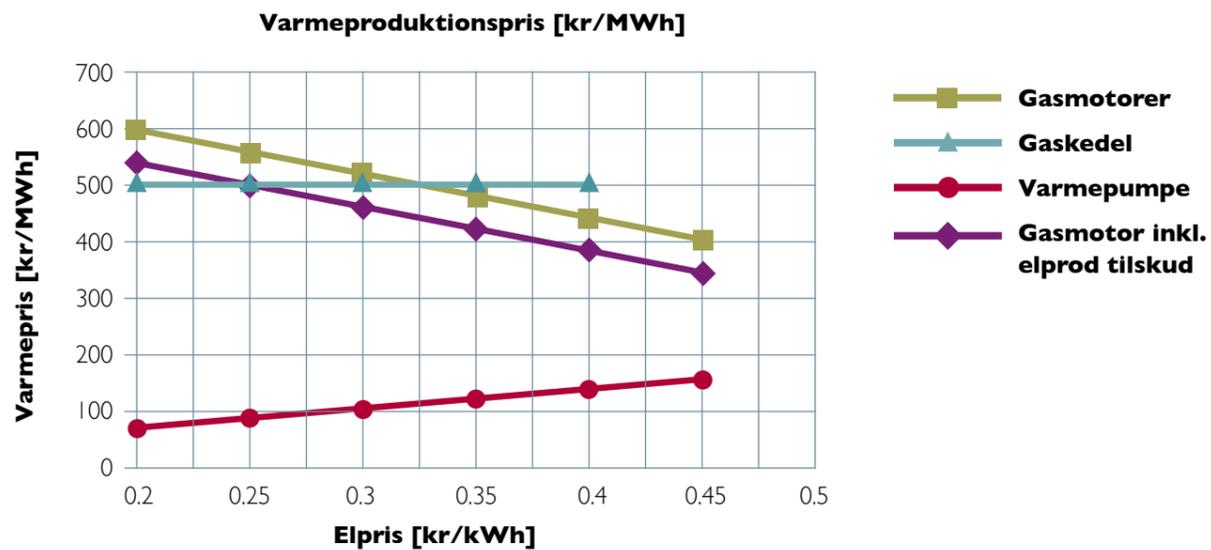
Brug varme fra naturen i fjernvarmen

Varmepumperne kan anvende lavtemperaturvarmeoptag fra omgivelserne som opgraderes til højtemperatur varme. Forholdet mellem den producerede varme og elforbruget i varmepumperne, kaldet effektfaktoren, er mellem 2.5 og 4.7 ved danske forhold - se tabellen.



Varmepumper som produktionsenhed i fjernvarmen

Transkritiske varmepumper omsætter el til højtemperaturvarme, som kan anvendes i fjernvarmesystemer. Der skal i Danmark svares afgift af den forbrugte strøm, dog kan egenproduceret strøm fra vindmøller være afgiftsfritaget. I sådanne tilfælde ses varmepumper at være et suverænt produktionsalternativ til fossilt brændsel.



Funktion og effektivitet

Eldrevne varmepumper optager varme ved lav temperatur på den kolde side og afleverer varmt vand på den varme side. Indsatsområdet på den kolde side ligger temperaturmæssigt mellem -5°C og 15°C. Som ved traditionelle varmepumper øges effektfaktoren ved stigende fordampningstemperatur. Den transkritiske varmepumpe adskiller sig imidlertid fra kondenserende varmepumper på 2 væsentlige områder:

- Udgående vandtemperatur kan øges uden nævneværdigt mereenergiforbrug
- God afkøling af returvandet giver væsentlig forøgelse i effektfaktoren

Transkritiske varmepumper er derfor suveræne i applikationer, hvor der forekommer høje temperaturløft - men er omvendt uegnet ved små temperaturløft.

Anvendelse i industrien

Transkritiske varmepumpers fordelagtige procesegenskaber ved høje temperaturer kan også udnyttes i industrien til effektiv opvarmning af brugsvand. I den fødevarerindustri anvendes ofte større mængder varmt vand til rengøring og samtidig er der behov for køling.

I disse tilfælde er transkritiske varmepumper meget attraktive - enten som selvstændigt køleanlæg eller som kondenserende toptrin til det eksisterende køleanlæg - typisk ammoniak.

Indsatsområde:

Varmtvandstemperatur: 70 - 90°C

Fordampningstemperatur: -5°C til +15°C

Effektfaktorer: 2.5 - 4.7

Turnkey løsning

	Fjernvarme				Brugsvand
	Vand ind/ud				
Fordampning	30 /70	30 /80	40 /70	40 /80	10 /80
°C	°C	°C	°C	°C	°C
-5	2.8	2.7	2.5	2.5	3.3
0	3.2	3.1	2.7	2.7	3.7
5	3.4	3.3	2.9	2.9	4.0
10	3.8	3.7	3.2	3.1	4.5
15	4.2	4.0	3.5	3.4	4.7



Advansor A/S
Bautavej 1A · DK-8210 Aarhus V · T. +45 72 17 01 74
info@advansor.dk · advansor.dk

ADVANSOR™
by HILL PHOENIX

Sabroe HeatPAC heat pumps

Ammonia-based heat pumps using a screw compressor, with a capacity of up to 1600 kW

HeatPAC units are an extremely compact heat pump based on ultra-reliable Sabroe high-pressure screw compressors, using ammonia as refrigerant.

These highly customisable integrated units, featuring an uncomplicated flooded evaporating system, provide exceptional heat pump capacity from the smallest possible footprint, and with only a very small refrigerant charge. They are designed to provide a cost-effective way to tackle needs for cooling and heating at the same time, providing an extremely high coefficient of performance (COP).

Sabroe HeatPAC heat pumps are the ideal solution for effectively exploiting low-temperature waste heat, and turning it into hot water (up to 90°C), using only a minimum of electrical energy.



HeatPAC 157 HR

Advantages

Factory-assembled, pre-tested packaged units based on Sabroe screw compressors world-renowned for their reliability

Integrated configuration weighs less, and has less than half the footprint of bespoke heat pump designs

Indirect cooling and an uncomplicated flooded evaporating system, using natural ammonia (R717) only

Exceptional COP and outstanding part-load performance

Refrigerant charge 50% smaller than with conventional heat pumps, because of special condenser/evaporator design

Benefits

Easy pre-commissioning makes installation and running-in both faster and cheaper. Factory acceptance tests (FAT) available as an option

Low installation costs. Easy to mount even in confined spaces or unconventional locations

Greater safety and outstanding reliability

Low operating costs

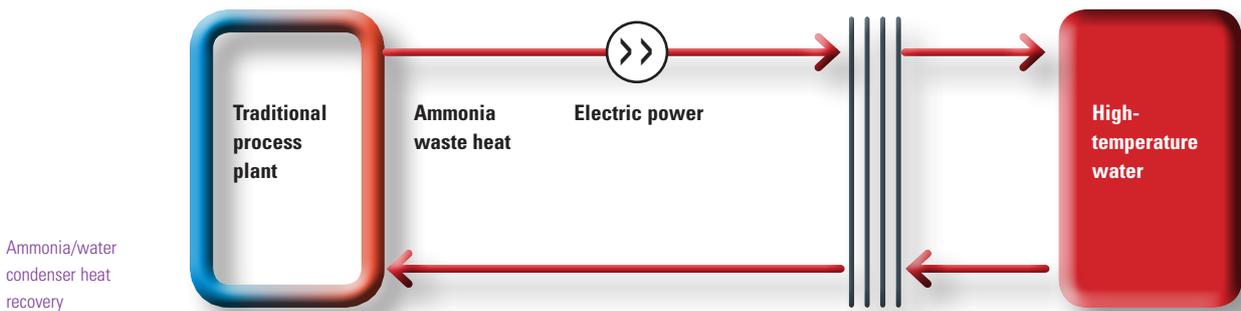
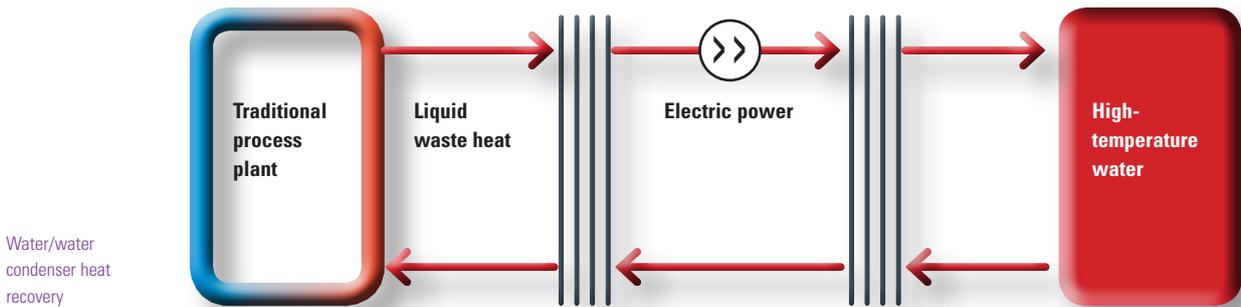
Higher output per unit kW/kg refrigerant, lower unit cost and lower installation costs



Compliance

All HeatPAC heat pumps are fully compliant with appropriate major international design codes and the specifications laid down by the most common classification societies.

Approval in accordance with other technical requirements, specific national legislation or other classification societies' requirements is available on request.



The HeatPAC 157-HR is a versatile heat pump that can cope with a wide range of operating conditions. These units are particularly efficient under part-load conditions due to the variable speed drive (1000–6000 rpm) fitted as standard.

Each unit is specially configured to comply with the specific set of operating conditions, in order to ensure the most effective exploitation of the waste heat available.

Specific capacity must be calculated for actual running conditions.
Heating capacity 1600 kW at 40°C heat source and 85°C water out.

Approximate dimensions

Type	R717 charge	Dry weight	Dimensions in mm		
	kg	kg	L	W	H
HeatPAC 157 HR	-150	-9500	-6500	-2500	-2700

PUBL-6866 2012.11 - 1

All information is subject to change without notice

Johnson Controls Denmark ApS · Sabroe Factory
Christian X's Vej 201 · 8270 Højbjerg · Denmark
Phone +45 87 36 70 00 · Fax +45 87 36 70 05
www.sabroe.com



Neatpump

Industrielle højtemperatur Varmepumper

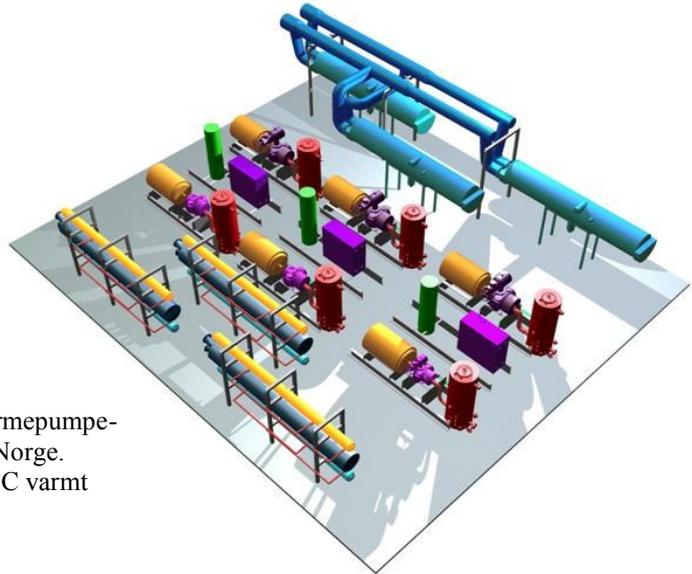
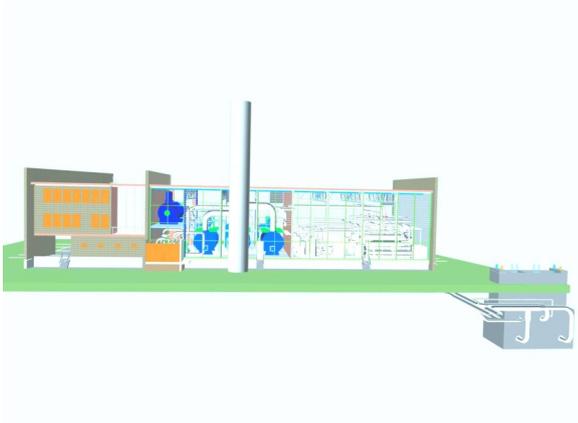


- Ammoniak - naturens eget kølemiddel
- Unikke virkningsgrader
- Vandtemperatur op til 95°C

Projektering — Installation — Service



ICS Energy har indgået et joint venture partnerskab med Star Refrigeration i Storbritannien. ICS Energy bliver med dette revolutionerende højtemperatur varmepumpe-koncept Danmarks førende leverandør af industrielle varmepumper



Star 14.3 MW ammoniak varmepumpe-anlæg idriftsat i Drammen, Norge. Varmepumperne leverer 90 °C varmt fjernvarmevand.

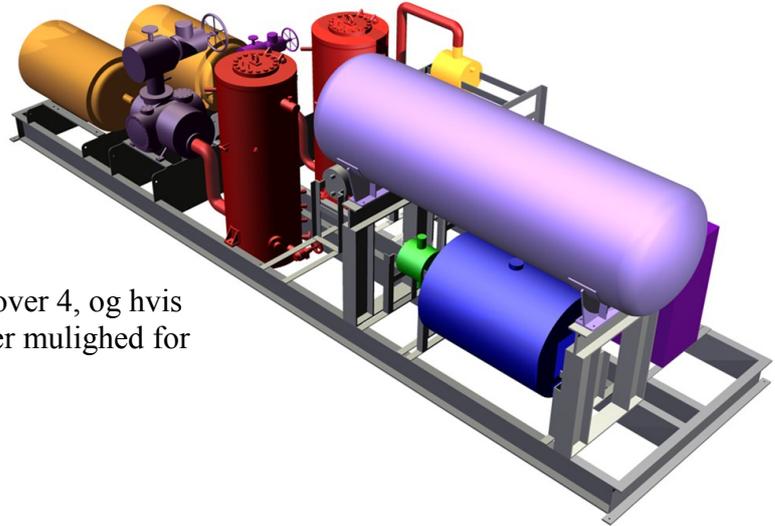


Varmepumperne bliver leveret i kompakt design og benytter unikke single skrue-kompressorer fra Vilter, som er den eneste kompressortype der kan arbejde ved kondenserings temperaturer over 90 °C.

Neatpump konceptet benytter ammoniak som varmbærer. Ammoniak er et naturligt kølemiddel med Global Opvarmnings-faktor (GWP) på 0 og Ozonlags Nedbrydnings-faktor (ODP) på 0.

Varmepumpen kan hente sin energi fra

Havvand
Luften
Jorden (grundvand)
Spildevand
Røggas
Køleanlæg



COP-værdier (virkningsgrader) over 4, og hvis kuldeydelsen også udnyttes er der mulighed for COP-værdier over 8.



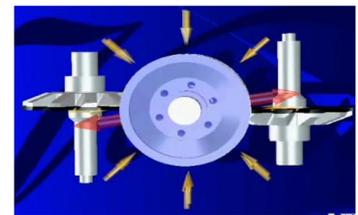
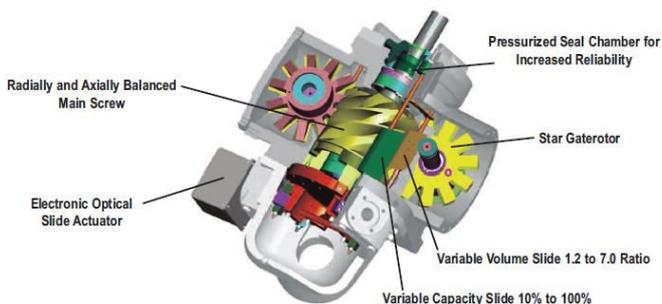
Neatpump konceptet benytter Vilter single skruekompressorer, som er en unik teknologi med mere end 20 år på markedet.

Det unikke ved dette kompressor design er, at der hverken er radiale eller aksiale belastninger på hovedrotoren. Dermed bliver den eneste belastning på lejerne rotorens egen vægt pga. tyngdekraften. Vilter single skruekompressoren

har en meget lang driftstid på 120.000 timer imellem overhalings-intervaller ved kondenserings-temperatur på 35 °C.

Dette kan sammenlignes med ca. 10.000 timer for de bedste stempelkompressorer.

Vilter single skruekompressorer kan som de eneste køre 50.000 timer imellem overhalings-intervaller ved kondenseringstemperatur på 80 °C.



Minimalt vedligehold

Single skruekompressoren har færre bevægelige dele end andre skruekompressorer.

Vilters design ophæver belastningerne på rotoren, hvilket gør, at lejerne er kraftigt overdimensionerede, hvilket giver maksimal levetid.

Hus af **støbejern** til kondenserende temperaturer op til 60 °C.

Hus af **SG-jern** til kondenserende temperaturer op til 80 °C.

Hus af **støbt stål** til kondenserende temperaturer op til 95 °C.

Vilter single skrue kompressor

<http://www.youtube.com/watch?v=igUciRKh9gY>

Vedligeholdelse

Vilter Stempel



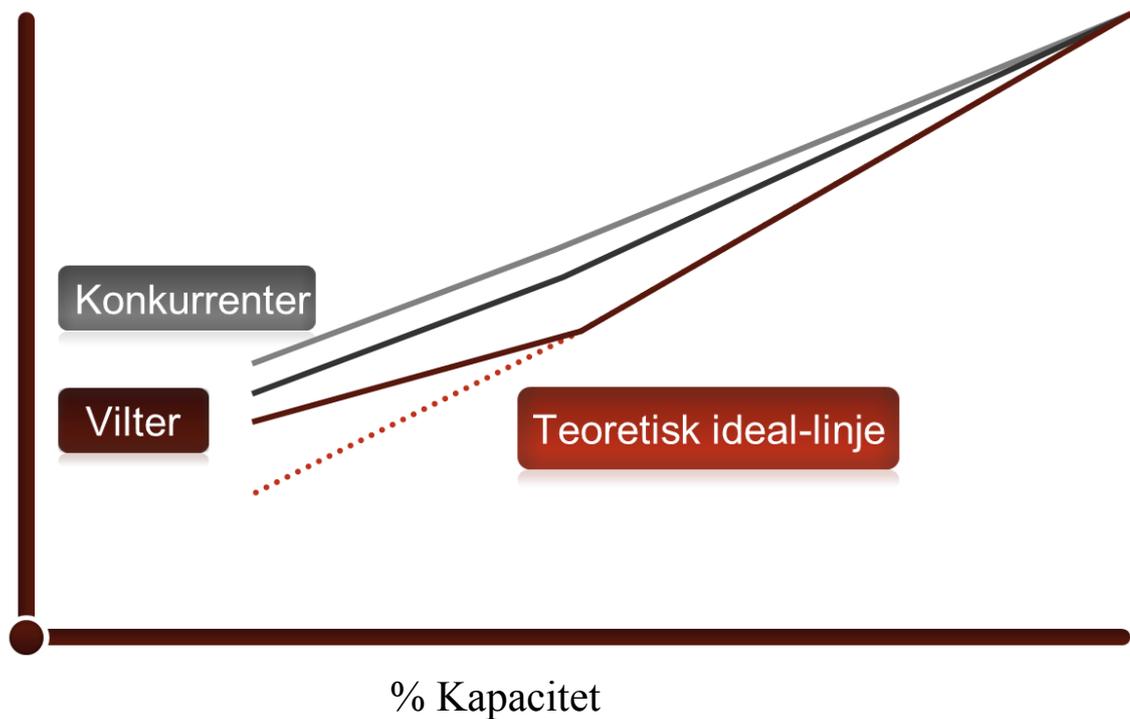
Vilter mono skrue

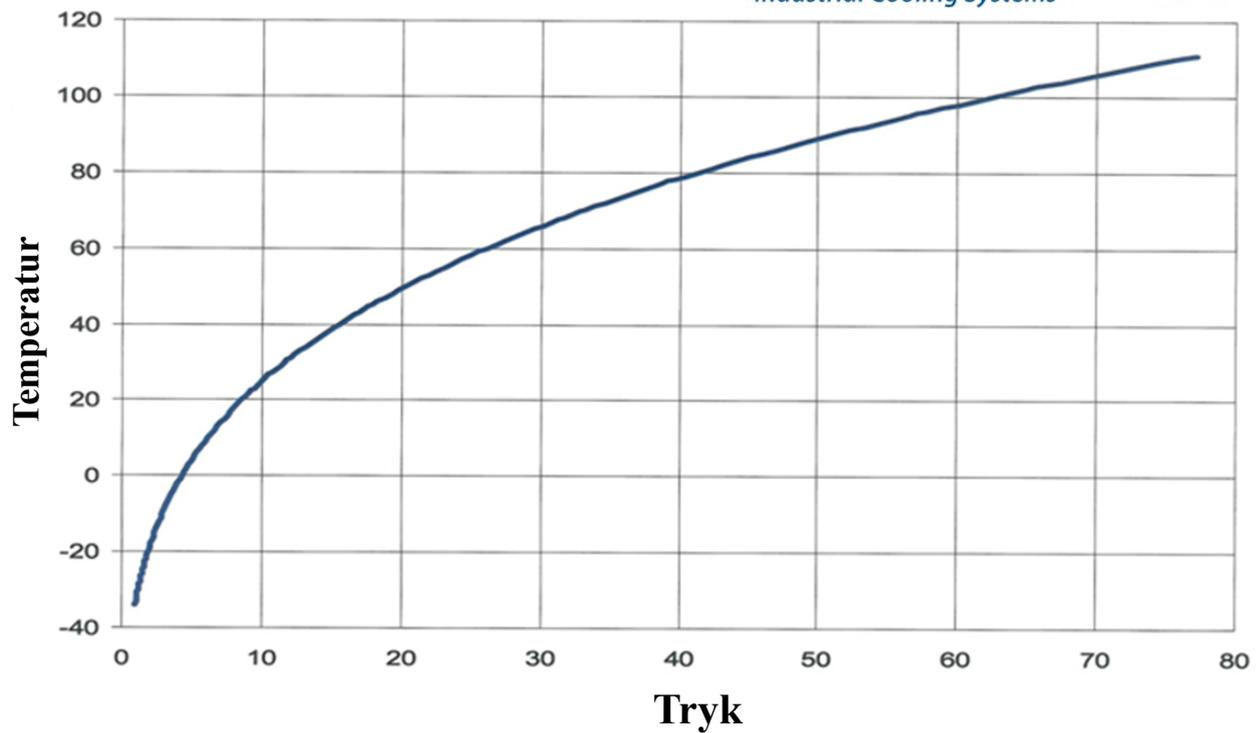


Tid

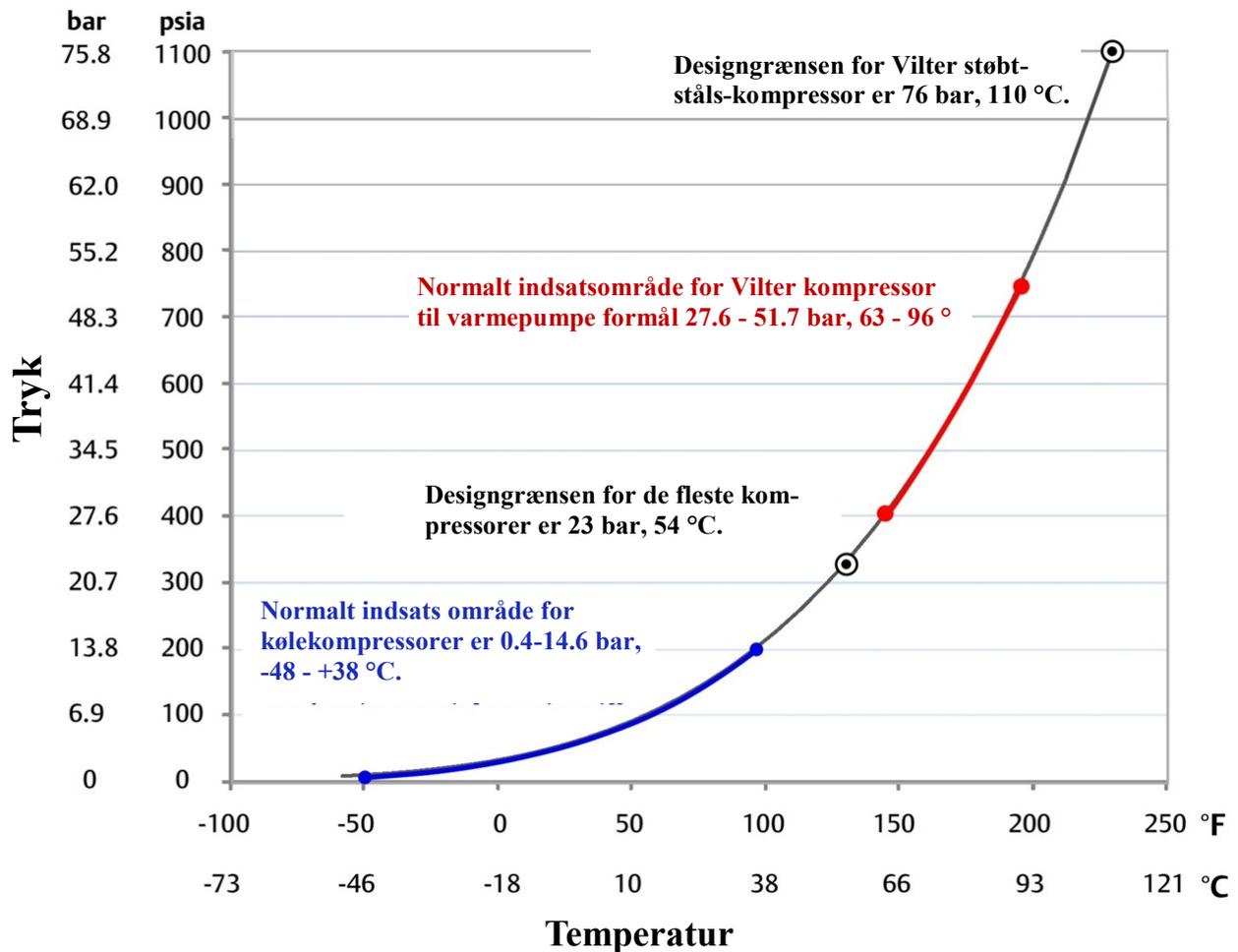
Kompressor Effektivitet

% Optaget effekt





Ammoniak (NH₃) Tryk-Temperatur forhold



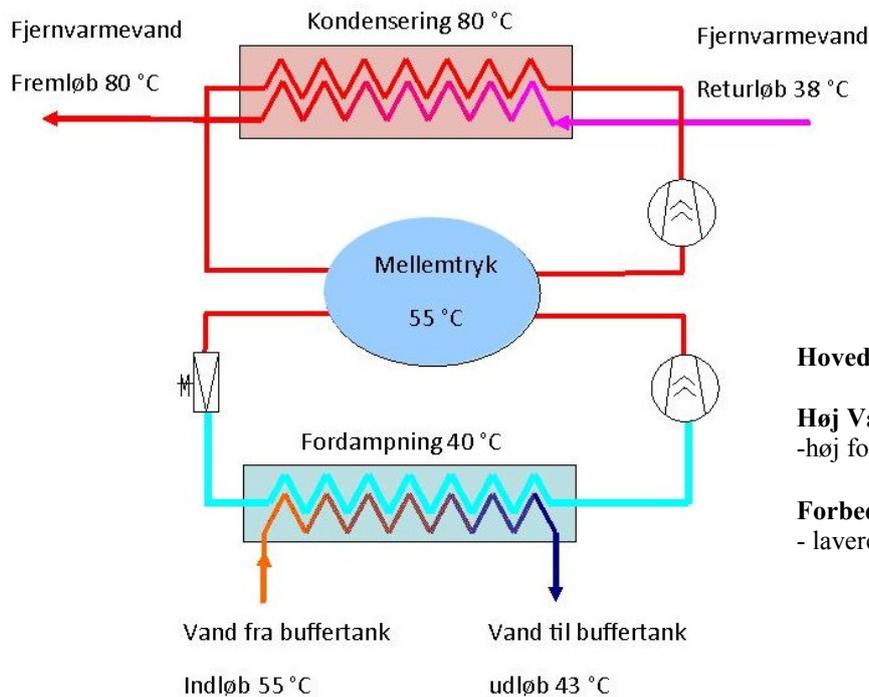
2.25 MW Solfangerprojekt

ICS Energy har afgivet tilbud til et dansk fjernvarmeværk.

Varmepumpen opvarmer fjernvarmevandet fra en returtemperatur på 38 °C til en fremløbstemperatur på 80 °C.

Ved at nedkøle den 550 m³ store akkumuleringstank fra 55 °C til 20 °C.

Startforløb: Nedkøling af 550 m³ fra 55 °C til 20 °C.



Hovedpunkter

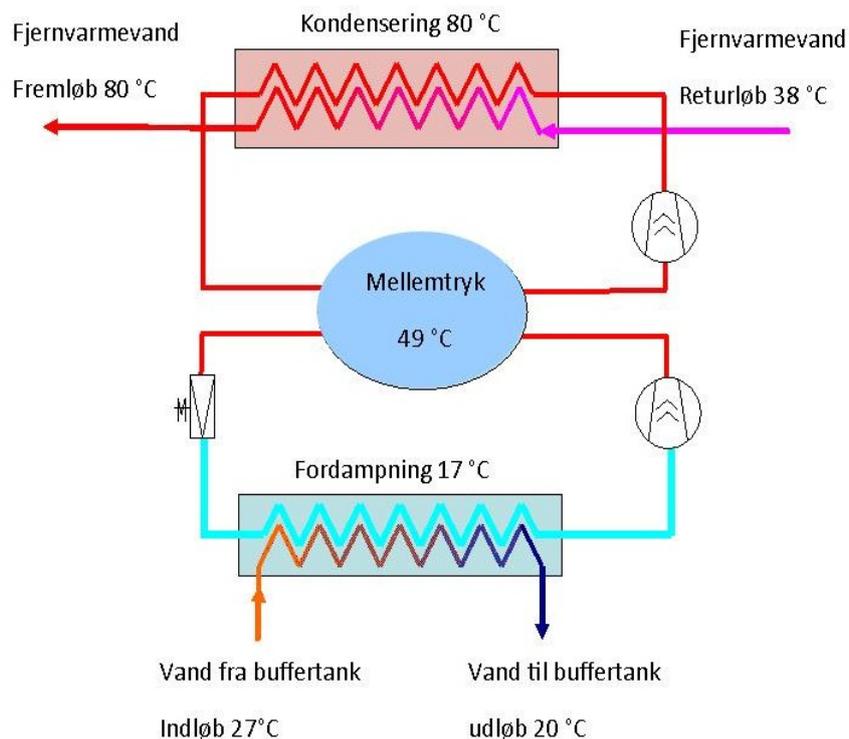
Høj Varmepumpe COP

- høj fordampningstemperatur

Forbedret virkningsgrad på solfanger anlæg

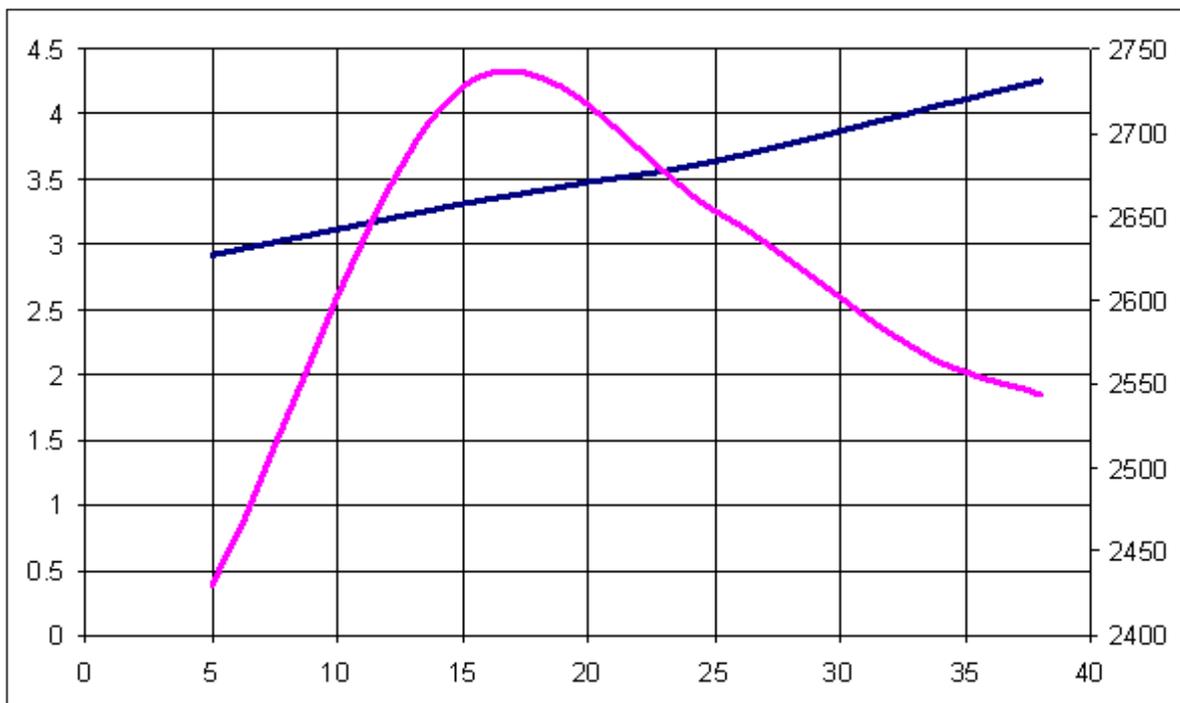
- lavere temperatur på vandkreds i solfanger

Slutforløb: Nedkøling af 550 m³ fra 55 °C til 20 °C.



Driftskonditioner ved 550 m³ vand fra 55 °C til 20 °C ved 12 timers drift

	Nomi- nel var- me COP	Nomi- nel varme effekt	Varmt vand ud	Solfan- ger vand ud	Nomi- nel kø- le COP	Køle- effekt
Enheder	n/a	kW	°C	°C	n/a	kW
Første 4 timers drift	4.60	2,510	80	43	3.60	1,929
Efter 5 ti- mer drift	4.33	2,539	80	39	3.33	1,915
Efter 7 ti- mers drift	3.93	2,624	80	34	2.93	1,910
Efter 9 ti- mers drift	3.59	2,701	80	27	2.59	1,893
Efter 12 timers drift	3.15	2,407	80	20	2.15	1,587
Gennem- snit	3.98	2,556	80		2.98	1,847



Denne graf er lavet for nedkøling af vand til buffertank fra 55 °C til 5 °C. COP (Blå) ved varierende koldt vands temperatur, ved opvarmning af fjernvarme vand fra 38 til 80°C. Der er også indtegnet varmekapaciteten (pink).

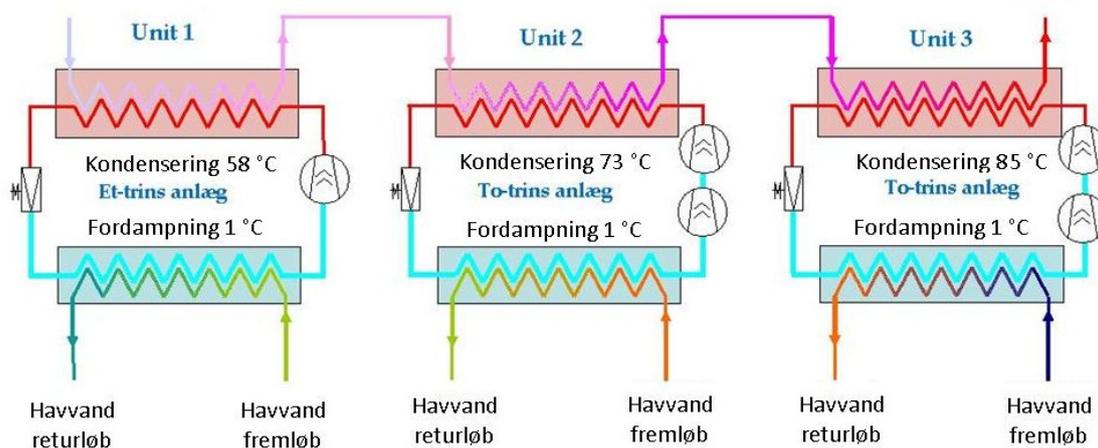
27.3 MW Havvandsprojekt

ICS Energy har afgivet tilbud på dette 27.3 MW Varmepumpesystem, som opvarmer fjernvarmevandet fra en retur temperatur på 40 °C til 85 °C. ved nedkøling af havvand fra 8 °C til 4°C



Fjernvarmevand
returløb

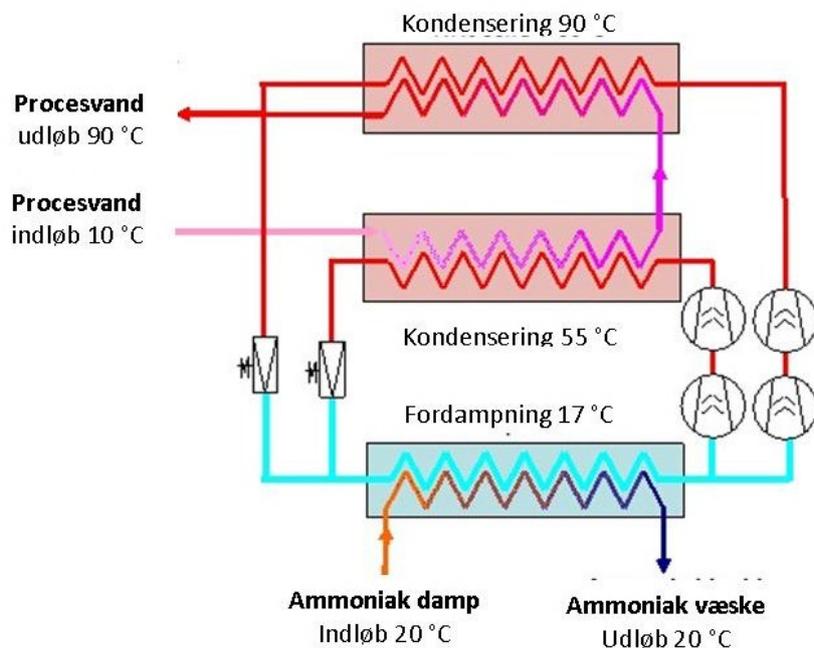
Fjernvarmevand
fremløb



	Nominel varme COP	Nominel varme ydelse	Fjernvarmevand fremløb	Havvands afgang temp.	Nominel køle COP	Nominel køle ydelse
Unit	n/a	kW	°C	°C	n/a	kW
Vinter drift 85°C	3.54	27.308	85	4.0	2.58	19.952

3.6 MW Køleanlægsprojekt

ICS Energy har afgivet tilbud til en industrivirksomhed, hvor varmepumpen indkobles på det eksisterende køleanlæg. Varmepumpesystemet opvarmer procesvandet fra en retur temperatur på 10 °C til en fremløbstemperatur på 90 °C. Varmepumpen fordampner ved 17 °C, hvilket nedsætter kondenseringstemperaturen og effekt forbruget på det eksisterende køleanlæg og samtidigt øges kølekapaciteten.



Hovedpunkter

Høj Varmepumpe COP

- høj fordampningstemperatur

Forbedret COP på køleanlæg

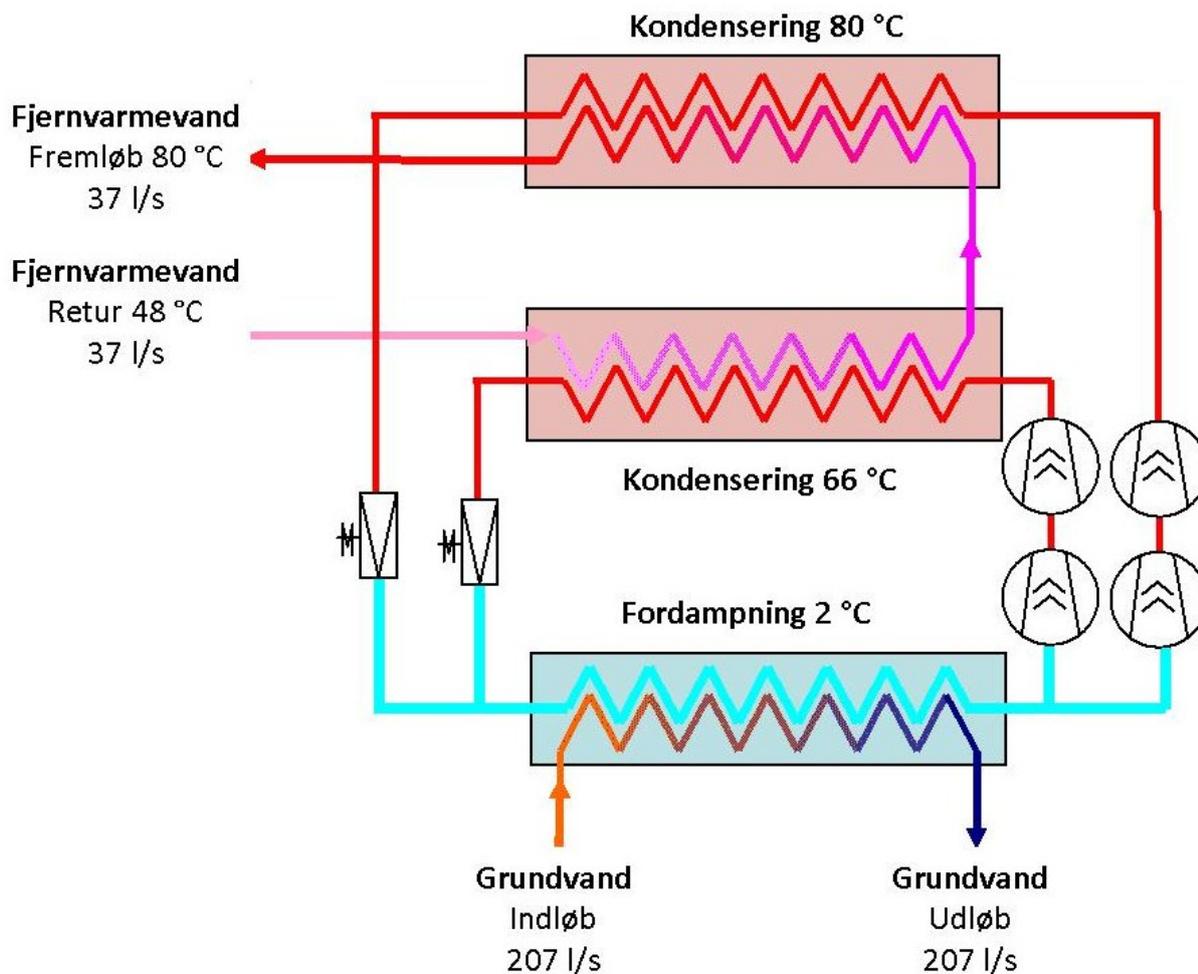
- ved at sænke kondenseringstemperaturen

	Nominel varme COP	Nominel varme ydelse	Procesvand Udløb	Kondenseringstemperatur	Nominel køle COP	Køle ydelse
Units	n/a	kW	°C	°C	n/a	kW
90°C	4.46	3.641	90	20 °C	3.46	2.570



5 MW Grundvandsprojekt

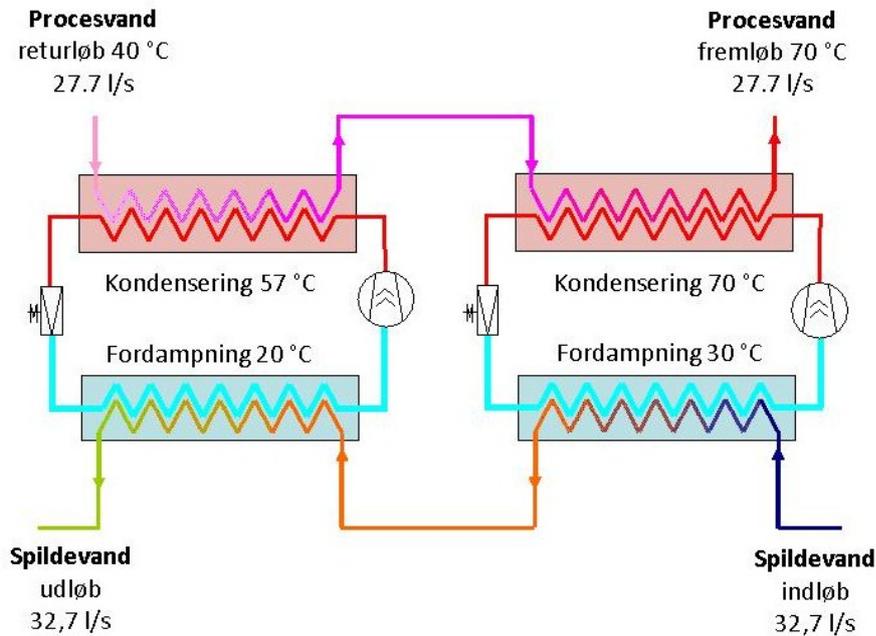
ICS Energy har afgivet tilbud til et fjernvarmværk på 5 MW. Varmepumpesystemet opvarmer fjernvarmevandet i to trin fra en retur temperatur på 48 °C til 80 °C. ved at nedkøle grundvand fra 9 °C til 5°C.



	Nominel varme COP	Nominel varme ydelse	Fordampnings-temperatur	Køle ydelse	Fjernvarmevand returløb	Fjernvarmevand fremløb	Masseflow
Units	n/a	kW	°C	kW	°C	°C	kg/s
Design konditioner	3.14	5,091	2	3,467	48	80	37.0
Vinter drift	3.28	5,324	2	3,645	40	80	32.0
Sommer drift	3.25	4,506	2	2,936	50	70	54.0

3.5 MW Spildevandsprojekt

ICS Energy har afgivet tilbud til en industrivirksomhed, hvor varmepumpen nedkøler virksomhedens spildevand fra 44 °C til 24 °C. Varmepumpesystemet opvarmer procesvand fra en retur temperatur på 40 °C til en fremløbs-temperatur på 70 °C.

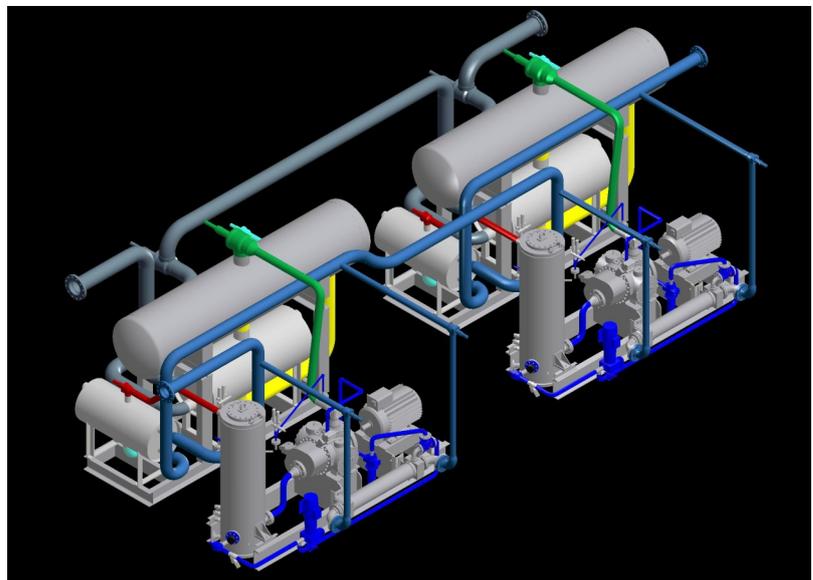


Hovedpunkter

Høj Varmepumpe COP
-høj fordampningstemperatur

Afhjælper problem med for høj temperatur på spildevandet

	Nominel varme COP	Nominel varme ydelse	Procesvand fremløb	Processvand udløb	Nominel køle COP	Køle ydelse
Units	n/a	kW	°C	°C	n/a	kW
70°C	5.58	3.471	70	24 °C	4.49	2.850



PRESSEMEDDELELSE

Ny revolutionerende varmepumpe-teknik hjælper industrien og miljøet

Virksomheder med store køle-/varmebehov får nu mulighed for at reducere deres CO2-udledning ved hjælp af et nyt varmepumpe-koncept, der netop er lanceret på det danske marked.

Britiske Star Refrigeration, der er en af verdens førende producenter af industrielle varmepumper, har netop indgået en joint venture aftale med ICS Energy A/S (ICS) om eneforhandling af deres varmepumpekoncept, Neatpump, i Danmark. ICS Energy A/S er stiftet og ejes af virksomhederne Industrial Cooling Systems A/S i Vojens og ICS Roskilde A/S.

En gevinst for miljøet og industrien

”Neatpump-konceptet har en helt unik teknik, der gør det muligt at levere +90 °C varmt vand ved hjælp af varmepumper på ammoniak, hvilket aldrig har været gjort før”, forklarer Jan Lund Pedersen, partner i ICS Energy A/S. ”Dermed kan store industrivirksomheder nu udnytte store energimængder fra eksempelvis spildevand, røggasser og procesvarme til brugbar energi direkte ind i fjernvarmenettet eller til andre opvarmningsformål”, siger han og forklarer, at samarbejdet med Star Refrigeration samtidig åbner for endnu flere innovative løsninger med f.eks. CO2-anlæg og færdige ammoniak-baserede ”Plug-and-play” units til industrien.

Køling og opvarmning i samme anlæg

Varmepumpe-anlæggene bygges med kapaciteter fra ca. 500 kW afgivet varmeeffekt og opefter og kan både klare køling og opvarmning i samme maskine. ”For store industrivirksomheder og kraftvarmeværker betyder det, at de kan opnå en kraftig reduktion af deres fossile brændstoffer og samtidig nedsætte udledningen af CO2”, forklarer partner i ICS Energy A/S, Lars Christiansen.

Fremtidens varmepumper bliver CO2 neutrale

Der er allerede adskillige Neatpumps i drift i udlandet, ligesom verdens hidtil største varmepumpe på hele 14,3 MW netop er sat i drift. Den er installeret i Drammen i Norge og benytter fjordvand som varmeoptagelse. Driftsøkonomien i varmepumpen er samlet set cirka 15 % bedre end ved alternative varmepumper.

”Hvis strømmen til at drive skruekompressoren, der genererer varmen og er hjertet i varmepumpen, leveres af vindmøller eller anden vedvarende energi, kan der fremstilles varmt vand til eksempelvis fjernvarme helt uden udledning af CO2. Og da Danmark allerede er langt fremme med alternative energiformer, forventer jeg, at vi inden for få år kan levere CO2 neutrale varmepumpeanlæg”, lyder det fra Jan Lund Pedersen, der afslutningsvis pointerer, at ICS Energy A/S med Star-aftalen går styrket ind på det danske marked for køl-/frost- og varmepumpe-anlæg.

For yderligere information:

info@icsenergy.dk

Tel.: 46 78 83 75 (ICS Roskilde)

74 59 09 77 (ICS Vojens)





Aage Birkkjær Lauritsen og Aage Bredahl Eriksen

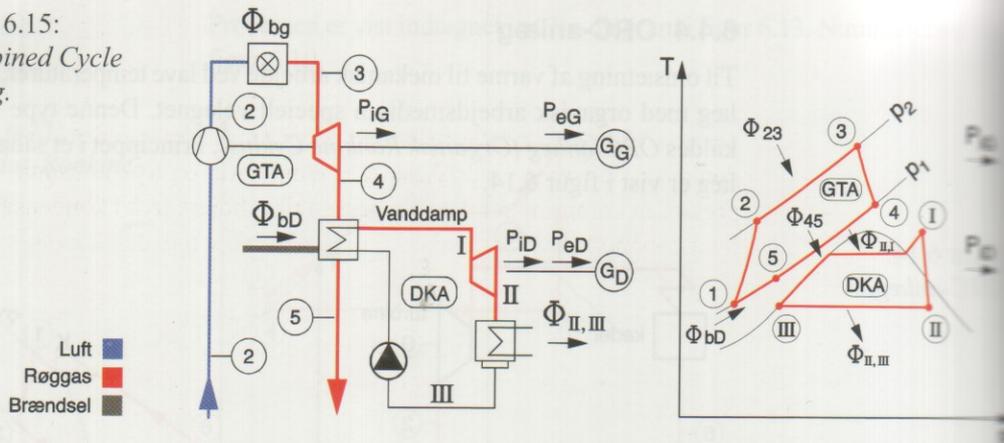
3. udgave

Termodynamik

Teoretisk grundlag – Praktisk anvendelse

Nyt Teknisk Forlag

Figur 6.15:
Combined Cycle
anlæg.



I figur 6.15 er vist en sådan kombination af en gasturbineanlæg og et dampkraftanlæg. GTA = gasturbineanlæg. DKA = dampkraftanlæg.

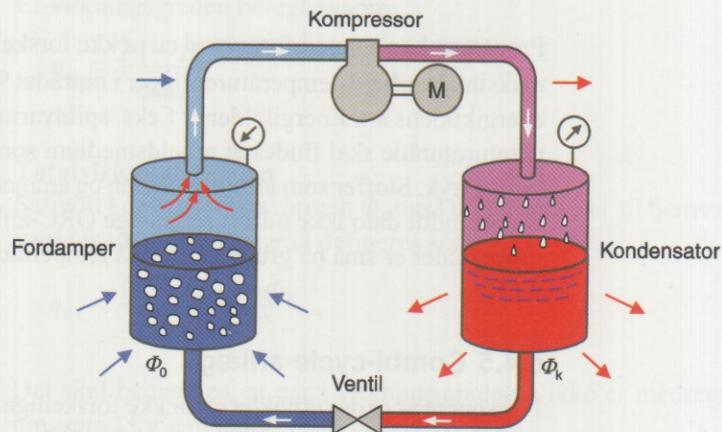
Varm røggas fra gasturbines turbindefgang afkøles gennem en udstødsedel hvorved vand opvarmes, fordampes og overhedes. Udstødsdel fungerer som kedlen i et dampkraftanlæg. Indeks G for gasturbine, indeks D for dampkraftanlæg.

Totalvirkningsgraden for anlæg af denne type, beregnes som ved dampkraftanlæg, blot skal P_T i ligning (6.32) og (6.33) være summen af afgiven effekt fra gasturbineanlægget P_G og dampkraftanlægget P_D .

6.5 Køleanlæg

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

Figur 6.16:
Princippet i et
kompressions-
køleanlæg.



Figur 6.17:

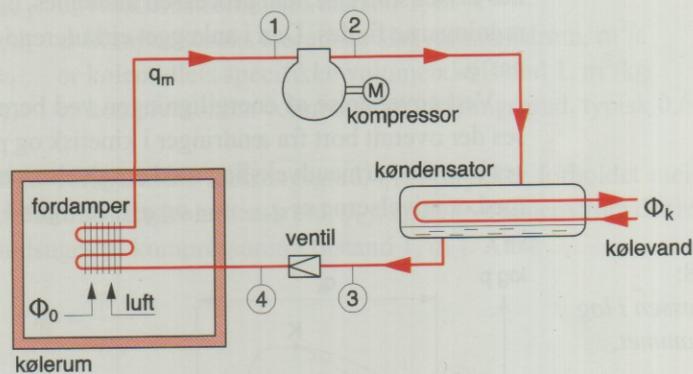
a) Køleanlæg.

b)
kredsproces indtegnet
i T,s-diagrammet.

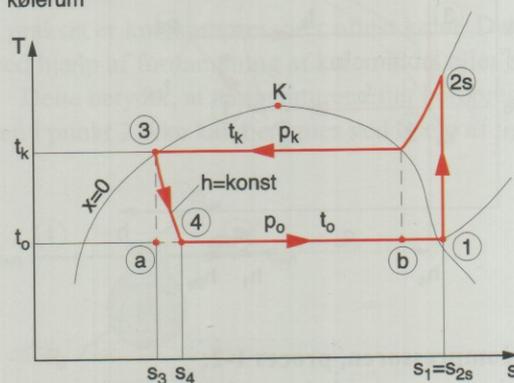
Der tilføres en varmestrøm, Φ_0 , til fordamperen, hvorved væsken koger/fordamper. Hvis beholderen var lukket, ville trykket stige og temperaturen stige, derfor suges dampen ved hjælp af kompressoren ud af beholderen, således at trykket og dermed temperaturen kan holdes konstant på den ønskede værdi. Ved faseskift er temperatur og tryk konstant. Kompressoren komprimerer derefter gassen til et højere tryk i kondensatoren, hvor den modsatte proces sker. Her afkøles gassen til den kondenserer og der fjernes så stor en varmestrøm, Φ_k , at al gassen netop er kondenseret. Faseskiftet foregår også her ved konstant tryk og temperatur, temperaturen er således højere end omgivelserne. Ventilen skal derefter sørge for at holde den ønskede trykforskel mellem højtryks- og lavtrykssiden.

Figur 6.17:

a) Køleanlæg.



b) kredsproces indtegnet i T,s -diagrammet.



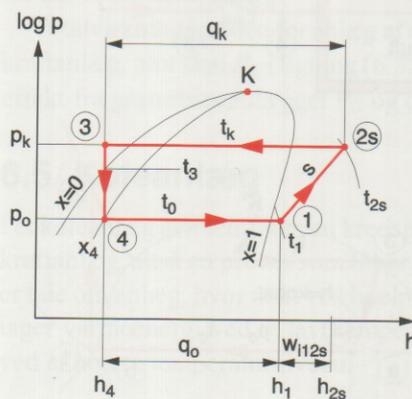
I et køleanlæg udnyttes at der fjernes varme fra et lavt temperaturniveau, og i et varmepumpeanlæg udnyttes varmeafgivelsen ved det høje temperaturniveau. Et simpelt køleanlæg er opbygget, som det er vist i figur 6.17 a), af en kompressor, en fordamper, en kondensator samt en ekspansionsventil. I køleanlægget gennemløber et kølemiddel en kredsproces, ved hvilken der i fordamperen optages varmeenergi og i kondensatoren afgives varmeenergi. For at processen kan forløbe, må der tilføres arbejde til kompressoren. I figur 6.17 b) er kredsprocessen indtegnet i T,s -diagrammet.

6.5.1 Energitekniske beregninger

I det efterfølgende gennemgås de 4 delprocesser i kredsprocessen hver for sig. Da stoffet skifter fase, skal stofdata hentes i tabeller eller fase-diagrammer, se kapitel 5. Her er $\log p, h$ -diagrammet velegnet, evt. suppleret af damptabeller eller edb-programmer (f.eks. Coolpack, se kap. 5). I figur 6.18 ses kredsprocessen indtegnet i $\log p, h$ -diagrammet. For en typisk praktisk opgave vil temperaturerne t_0, t_k , og den tilførte varmestrøm til proces 4-1 være kendte. Det ses at punkt 1 ligger i det overhede område, idet der er tale om en lille *overhedning* af kølemiddelgassen før kompressoren. Endvidere ligger punkt 3 i væskeområdet, idet der er tale om en lille *underkøling* af kølemiddelvæsken efter kondensatoren. Kendes disses størrelse, kan processen indtegnes, og de nødvendige tal for beregningerne findes. Den i anlægget cirkulerende kølemiddelstrøm betegnes $q_{m,R}$.

Ved anvendelse af energiligningen ved beregningerne i det følgende ses der overalt bort fra ændringer i kinetisk og potentiel energi. Desuden ses bort fra varmeudveksling med omgivelserne (eneste energiudveksling med omgivelserne er q_{41}, w_{i12} og q_{23} , se figur 6.17).

Figur 6.18:
Køleprocessen i $\log p, h$ -diagrammet.



Figur 6.19:
Kølekompressor.

Kompressoren, proces 1-2:

I kompressoren indsuges kølemiddelgassen ved tilstand 1 (p_0, t_1, v_1) og komprimeres til tilstand 2 (p_k, t_2, v_2). Kompressionen antages at være adiabatisk, dvs. $q_{12} = 0$, men ikke tabsfri, dvs. $w_{diss12} > 0$.

Den til kompressoren tilførte, indre effekt, P_K , beregnes ved en energibalace på kompressoren til:

$$P_K = w_{i12} q_{m,R} \quad (6.34)$$

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

$$w_{i12} = h_2 - h_1 = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{s,K}} \quad (6.35)$$

hvor

h_2 er den specifikke entalpi efter kompressionen, kJ/kg

h_1 er den specifikke entalpi før kompressionen, kJ/kg

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

$\eta_{s,K}$ er kompressorens isentropiske virkningsgrad.

Den cirkulerede kølemiddelstrøm beregnes som:

$$q_{m,R} = \frac{q_{V,1}}{v_1} = \frac{q_{V,s} \eta_V}{v_1} \quad \text{og} \quad q_{m,R} = \frac{\Phi_0}{h_1 - h_4} \quad (6.36)$$

hvor

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

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

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

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

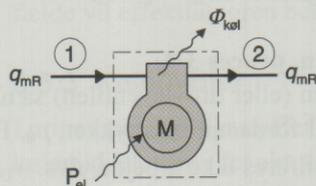
Den volumetriske virkningsgrad, η_V , udtrykker forholdet mellem kompressorens slagvolumenstrøm, $q_{V,s}$, og den volumenstrøm der rent faktisk indsuges til kompressoren i tilstand 1, $q_{V,1}$. Altså

$$\eta_V = \frac{q_{V,1}}{q_{V,s}}$$

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

Dette betyder, at temperaturen efter kompressoren, trykgastemperaturen i punkt 2 ikke kan beregnes ved hjælp af ligning 6.35.

Figur 6.19:
Kølekompressor.



På figur 6.19 er vist en kølekompressor af typen kaldet *hermetisk kompressor* (som de findes i de fleste køleskabe), det vil sige, at elmotoren er indbygget i kompressorhuset. Der er sat en kontrolflade på kompressoren og vist en tilført el-effekt, P_{el} , og en varmestrøm for kølingen, $\Phi_{køel}$, kølemiddelmassestrømmen $q_{m,R}$, tilføres i punkt 1 og komprimeres til punkt 2. Energibalancen for systemet giver:

$$q_{m,R} (h_2 - h_1) = P_{el} + \Phi_{køel} \quad (6.37)$$

I ligningen kan el-effekten beregnes af følgende:

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

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

$$P_K = \frac{P_{i12s}}{\eta_{s,K}} = \frac{q_{m,R}(h_{2s} - h_1)}{\eta_{s,K}}$$

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

$$\Phi_{køl} = -k_o P_K$$

Indsættes varmemstrømmen og el-effekten i ligning (6.37), kan h_2 og dermed trykgastemperaturen t_2 beregnes. Denne temperatur vil være lavere end den af (6.35) beregnede.

Kondensatoren, proces 2-3:

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

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

$$\Phi_k = -q_{23} q_{m,R} = -(h_3 - h_2) q_{m,R} = (h_2 - h_3) q_{m,R} \quad (6.38)$$

Bemærk: Den specifikke, tilførte varme q_{23} er negativ, dvs. der bortføres varme til omgivelserne.

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

Ekspansionsventilen, proces 3-4:

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

$$h_4 = h_3 \quad (6.39)$$

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

Fordamperen, proces 4-1:

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

$$\Phi_0 = q_{41} q_{m,R} = (h_1 - h_4) q_{m,R} \quad (6.40)$$

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

6.5.2 Køleanlæggets virkningsgrader

Effektfaktor

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

$$\varepsilon_{\text{køl}} = \frac{q_{41}}{w_{112}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{\Phi_0}{P_K} \quad (6.41)$$

hvor P_K enten er tilført akseffekt eller el-effekt.

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

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

$$\varepsilon_{\text{vp}} = \frac{|q_{23}|}{w_{112}} = \frac{h_3 - h_2}{h_2 - h_1} = \frac{\Phi_k}{P_K} \quad (6.42)$$

Det ses, at varmepumpens effektfaktor bliver større end køleanlæggets. Faktisk kan det vises, at hvis $q_{12} = 0$ (adiabatisk kompression) gælder der:

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

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

6.5.3 Kølemidler

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

Der har i de senere år været en del debat om valg af kølemidler. Stoffer som man tidligere har anvendt som kølemiddel (CFC-kølemidler) på grund af stofegenskaber som stabilitet, ugiftighed, ubrændbarhed, m.m. har vist sig at være skadelige for ozonlaget, og er derfor blevet forbudt. Der er udviklet nye kølemidler til erstatning af disse.

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

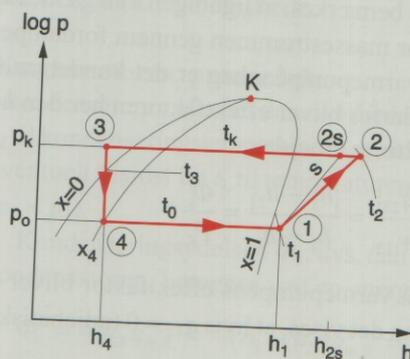
Eksempel 6.5

Et køleanlæg til køling af mælk er opbygget som vist i figur 6.17.

I anlægget cirkulerer kølemidlet R134a. Kondenseringstemperaturen er $40\text{ }^\circ\text{C}$ og fordampningstemperaturen er $0\text{ }^\circ\text{C}$. Før kompressoren er der en overhedning på 5 K , det vil sige, at temperaturen her er $5\text{ }^\circ\text{C}$. Før ekspansionsventilen er der en underkøling på 5 K , det vil sige, at temperaturen her er $35\text{ }^\circ\text{C}$. Kompressorens isentropiske virkningsgrad er $0,72$.

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

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



$$\begin{aligned} h_1 &= 401,791 \text{ kJ/kg;} \\ h_{2s} &= 428,217 \text{ kJ/kg;} \\ h_3 &= h_4 = 248,748 \text{ kJ/kg;} \\ v_1 &= 0,070715 \text{ m}^3/\text{kg} \\ h_3 &\text{ kan også aflæses nøjagtigt} \\ &\text{i damptabel til } 248,8 \text{ kJ/kg} \\ & (= h' \text{ ved } 35\text{ }^\circ\text{C}) \end{aligned}$$

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

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

Temperaturen, t_2 , kan så aflæses til $60\text{ }^\circ\text{C}$.

Ud fra kuldeydelsen kan den cirkulerede massestrøm af kølemidlet beregnes:

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

Kompressorens tilførte effekt (på akslen) fås af:

$$P_K = q_{m,R} (h_2 - h_1) = 0,0327 (438,5 - 401,791) = 1,20 \text{ kW}$$

Den bortledte kondenseringssydelse fås af:

$$\Phi_k = q_{m,R} (h_3 - h_2) = 0,0327 (248,748 - 428,5) = -6,20 \text{ kW}$$

Φ_k er negativ, da der er tale om afgivet varmemstrøm.

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

fås:

$$q_{v,s} = \frac{q_{v,l}}{\eta_V} = \frac{q_{m,R} v_l}{\eta_V} = \frac{0,0327 \cdot 0,070715}{0,85}$$

$$= 0,00272 \text{ m}^3/\text{s} \text{ (} 9,78 \text{ m}^3/\text{h)}$$

Anlæggets effektfaktor (COP) fås til:

$$\varepsilon = \frac{\Phi_0}{P_k} = \frac{5}{1,20} = 4,17$$

6.6 Pumper og ventilatorer

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

6.6.1 Pumper

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

Centrifugalpumper er dynamiske maskiner, hvor et roterende hjul overfører mekanisk arbejde til væsken. Her gennemgås kun den energiomsætning, der sker i pumpen. For beskrivelse af pumpekonstruktion og funktion henvises til anden litteratur.

På figur 6.20 er vist en pumpe i et rørsystem. Et rør med diameter d_1 tilfører en massestrøm q_m til pumpen og et rør med diameter d_2 fører samme massestrøm fra pumpen. Trykket ændres fra p_1 i punkt 1 til p_2 i punkt 2.

For at kunne bestemme pumpens tilførte arbejde og effekt, opstilles energiligningen for den viste systemgrænse. Der tilføres et specifikt arbejde, w_{i12} , til pumpen, og processen regnes adiabatisk, dvs. at der ikke tilføres varme over systemgrænsen, altså ingen køling. Denne forudsætning holder ikke i pumper som kedelfødepumper o.lign., men gælder med god tilnærmelse for andre pumper.

Anvendes arbejdsligningen på systemet, fås fra kapitel 4, jf. (4.15):

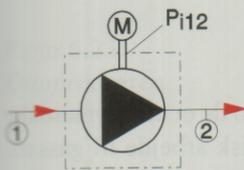
$$w_{i12} = w_{t12} + w_{diss12}$$

$$= \int_1^2 v dp + \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) + g(z_2 - z_1) + w_{diss12} \quad \{(4.15)\}$$

da der er tale om inkompressible fluids (væsker, hvor det specifikke volumen er konstant), gælder:

$$\int_1^2 v dp = v(p_2 - p_1) \quad \{(4.17)\}$$

Figur 6.20:
Pumpe, symbol.



Figur 6.21:
Pumpe.

