



Forskning och
Utveckling

FOU 1998:29

FJÄRRKYLA - SYSTEMSTUDIE

Per-Erik Nilsson, CIT Energy Management AB
Martin Forsén, Tillämpad termodynamik och kylteknik, KTH
Per-Åke Franck, CIT Industriell Energianalys AB
Mari Gustafsson, Teknisk Strömningslära, KTH

FJÄRRKYLA - SYSTEMSTUDIE

Per-Erik Nilsson, CIT Energy Management AB
Martin Forsén, Tillämpad termodynamik och kylteknik, KTH
Per-Åke Franck, CIT Industriell Energianalys AB
Mari Gustafsson, Teknisk Strömningslära, KTH

*I Rapportserien publicerar projektledaren resultaten från sitt projekt.
Publiceringen innebär inte att Svenska Fjärrvärmeföreningens Service AB
tagit ställning till slutsatserna och resultaten.*

FÖRORD

Föreliggande rapport är resultatet av ett samarbete mellan CIT Energy Management AB (Per-Erik Nilsson), CIT Industriell Energianalys AB (Per-Åke Franck), Teknisk Stömningslära KTH (Mari Gustafsson) och Tillämpad Termodynamik och Kylteknik KTH (Martin Forsén).

Arbetet i gruppen har fördelats så att CIT Energy Management AB tagit fram avsnitt som behandlar byggnaden och dess kylbehov och installationer (kapitel 3) samt avsnittet om sorptiv kyla (kapitel 3.2). CIT Industriell Energianalys har genomfört den jämförande studien mellan olika produktionsmetoder och lokalisering (kapitel 6). Teknisk Strömningslära har tagit fram avsnittet om absorptionskyla (kapitel 3.1), medan Tillämpad Termodynamik och Kylteknik tagit fram avsnitten om ejektorkyla (kapitel 3.3) och kylagring (kapitel 4). Övriga avsnitt av rapporten har gemensamt tagits fram av gruppen. Som sammanhållande och projektledare har CIT Energy Management AB fungerat.

Projektet har samfinansierats av Svenska Fjärrvärmeföreningens Service AB, Svenska Fjärrvärmeföreningens fjärrkylagrupp och NUTEK samt en tilläggsfinansiering från Göteborg Energi AB, Stockholm Energi AB, Malmö Värme AB, Tekniska Verken i Linköping AB samt Västerås Energi & Vatten AB.

Göteborg i juni 1998
Per-Erik Nilsson

SAMMANFATTNING

Leveranser av fjärrkyla blir allt vanligare i Sverige. Redan idag sker i flera städer fjärrkylaleveranser, och utbyggnaden fortgår. Det här innebär att det finns Fjärrvärmeföretag som redan har byggt upp en anseelig kompetens inom fjärrkylaområdet, medan det finns andra som precis är på väg att initiera fjärrkylaprojekt. Denna rapport har skrivits med tanke på att båda dessa grupper skall ha nytta av att läsa rapporten. Medan den ena gruppen kan dra nytta av vissa delar, kan dock den andra gruppen finna andra delar av rapporten av större intresse.

Rapporten är uppdelad i två huvudavsnitt. I det första görs först en grundlig genomgång av fjärrkylakunders behov av kyla, hur det uppstår, vilka parametrar som påverkar storleken, hur byggnadens interna distributionssystem påverkar behovet av köpt kyla, etc. Bland annat visas att det kan vara mycket stor skillnad i behov av köpt kyla mellan två likadana byggnader, belägna på samma ort och med samma verksamhet, beroende på t ex om den ena byggnaden är utrustad med luftburen kyla medan den andra är utrustad med vattenburen.

Därefter görs en genomgång av olika sätt att producera kyla. De produktionsmetoder som går igenom är absorptionskyla, sorptiv kyla och ejektorkyla. I avsnittet som behandlar absorptionskyla görs bl a en genomgång av den pågående utvecklingen och vad som bör beaktas vid val av absorptionsteknik. Kyla med absorptionsmaskiner kan produceras centralt eller lokalt. Sorptiv kyla, däremot, kan produceras endast lokalt i direkt anslutning till kund. Vidare kan sorptiv kyla endast användas för luftburen komfortkyla. Vid produktion av sorptiv kyla används värme vid temperaturnivåer där normala framledningstemperaturer i fjärrvärmenät sommartid är tillräckliga. En genomgång av kylproduktion med traditionella kompressormaskiner har utelämnats eftersom det redan finns en rikhaltig litteratur inom området och eftersom läsarna av denna rapport redan förutsätts ha kännedom om tekniken. Avsnittet om ejektorkyla ges som en introduktion till området.

Sist i rapportens första del diskuteras hur lager kan användas i fjärrkylasammanhang. Här förs dels ett resonemang om efter vilka kriterier lager kan väljas, dels om olika typer av lager och hur de är uppbyggda och hur de fungerar.

I rapportens andra del studeras, utifrån ett givet nät vad gäller lokalisering och nätlängd, kylproduktion med kompressordrivna kylmaskiner alternativt med absorptionskylmaskiner. Jämförelser görs för såväl central som lokal kylproduktion. Fjärrvärmeproduktionen i det studerade nätet har tre alternativa mixar; den första betecknas som ett spillvärmebaserat nät, den andra som ett biobränslebaserat medan den tredje betecknas som ett traditionellt nät. Varken produktionen med konventionella kompressormaskiner eller absorptionsmaskiner är generellt direkt utbytbara mot produktion med sorptiv kyla, varför i den jämförande studien sorptiv kyla har utelämnats som ett tredje alternativ. Kylproduktion med den sorptiva tekniken bör ses som ett komplement till central produktion av kyla, eller, i lokala fastigheter med behov av luftburen komfortkyla, som en möjlig ersättning till annan typ av kylproduktion.

SUMMARY

The use of district cooling is becoming more and more common in Sweden. Today, district cooling is used in a number of cities, and is constantly growing. This means that there are already district heating companies that have built up a considerable knowledge within this field, while others are in the process of initialising district cooling projects in their cities. This report is written bearing both these groups in mind and both will hopefully benefit from reading it. While one of the groups might benefit from certain parts, the other might benefit from other.

The report is divided into two main parts. The first discusses the cooling needs of customers, how it arises, which parameters affect the size, how the internal distribution system influences the needs, etc. Among other things it is shown that there might be a large difference in the need for purchased cooling between two identical buildings situated in the same city and containing similar activities, depending whether one of the buildings is equipped with an internal all-air system while the other is equipped with an all-water system.

A number of cooling production methods are studied. These are absorption cooling, desiccant cooling and ejector cooling. The part discussing absorption cooling, for instance, deals with the ongoing development and what should be considered when choosing absorption technique. Cooling can be produced by absorption machines either centrally or locally. Desiccant cooling, on the other hand, can only be produced locally in direct connection to the customer and it can only be used to supply all-air systems. When using a desiccant cooling system, it is possible to use heat from the district heating network at summer temperatures. A presentation of conventional compressor machines has been excluded from the report since there already exists a rich literature on the subject and since the readers of this report are supposed to be familiar with the subject. The part of the report discussing ejector cooling is given as an introduction to the subject.

At the end of the first part of the report, a discussion is held about how storage of cooling might be utilised in a district cooling network. It discusses, for example, criteria for the selection of storage, different types of storage and how they work.

The second part of the report studies cooling production with conventional compressor machines or absorption machines, for a given net in terms of location and size. Comparisons are made for both central and local production of cooling. The heat production in the district heating network has three alternative production mixes; the first is a network based on waste heat, the second on bio fuel while the third is considered a "traditional" net. Neither the production with conventional compressor machines, nor the production with absorption machines are directly interchangeable with desiccant cooling. Therefore, desiccant cooling has been left out in the comparative study. Desiccant cooling production should be considered as a complement to central production or, in local applications equipped with all-air systems, as a possible substitute to other cooling production units.

Key words: District cooling, system, cooling load profile, production methods, absorption cooling machines, desiccant cooling, ejector cooling, cool storage, comparative study.

FÖRORD

SAMMANFATTNING

SUMMARY

1	INLEDNING	3
1.1	Bakgrund	3
1.2	Rapportens uppläggning	3
1.3	Utveckling inom kompressorkyltekniken	5
2	BEHOVET AV KYLA I BYGGNADER	6
2.1	Byggnaders kylbehov	6
2.1.1	Uppbyggnaden av ett varaktighetsdiagram	8
2.1.2	Byggnadens energibalans i varaktighetsdiagrammet	8
2.1.3	Skillnaden mellan luftburen komfortkyla och vätskeburen	12
2.2	Komfortkyla i byggnader	14
2.2.1	System med luftburen kyla	15
2.2.2	Alternativ utformning av luftbehandlingsaggregat	16
2.2.3	System med vattenburen kyla	18
2.2.5	Kombinerade system	20
3	ALTERNATIVA TEKNIKER FÖR KYLPRODUKTION	21
3.1	Absorptionskyla	21
3.1.1	Absorptionsprocessen	22
3.1.2	Konstruktion	23
3.1.3	Avancerade cykler	24
3.1.4	Att beakta vid val av absorptionsteknik	25
3.1.5	Pågående utveckling	26
3.1	Sorptiv kyla	29
3.2.1	Evaporativ kylning	29
3.2.2	Den sorptiva kylprocessen (Desiccant Cooling)	31
3.2.3	Sorptiv kyla - dagsläge och utveckling	35
3.3	Ejektorkyla	36
3.3.1	Kylprocessen	36
3.3.2	Prestanda	38
3.3.3	Något om termofysikaliska egenskaper	38
3.3.4	Förbättrade kopplingsprinciper	39
3.3.5	Flerstegsanläggningar	40
3.3.6	Parallellkoppling	40
3.3.7	Seriekoppling	41
3.3.8	Ejektorkyla i fjärrvärmenät - framtida möjligheter	42
4	KYLLAGRING	43
4.1	Underlag för val av kyllager	43
4.2	Lagringsstrategier	44
4.3	Vattenlager	46
4.4	Islager	49

4.5	Andra fasändringsmaterial	53
4.6	Kyllager kan ge minskade emissioner	54
5	NÄT ANVÄNT FÖR JÄMFÖRANDE STUDIER	55
5.1	Spillvärmebaserat	57
5.2	Biobränslebaserat	58
5.3	Traditionellt	59
6	JÄMFÖRANDE SYSTEMANALYS	60
6.1	Bakgrund	60
6.2	Tekniska och ekonomiska förutsättningar	61
6.3	Resultat: Påverkan på energikostnader och emissioner	64
6.4	Resultat: Totala kostnader	67
6.5	Resultat: Känslighet för prisutveckling och investeringskostnader	81
6.6	Resultat: Sammanfattning	84
6.7	Utblick mot framtiden	86
7	BEHOV AV FORTSATTA STUDIER	88
	REFERENSER	90
	APPENDIX Underlag till beräkningar i kapitel 6	92

1 INLEDNING

1.1 Bakgrund

Utbyggnaden av fjärrkyla i Sverige har pågått sedan en tid tillbaka. Idag sker leverans av fjärrkyla i ett flertal orter, medan andra Fjärrvärmeföretag utreder förutsättningarna för att bygga fjärrkylasystem.

Inför en eventuell utbyggnad av fjärrkyla finns ett antal faktorer som ett enskilt Fjärrvärmeföretag måste studera, där ekonomiska, tekniska och miljömässiga hänsyn måste vägas in. Ett fjärrkylasystem kan betraktas som en kedja bestående av produktionssystem, distributionssystem samt brukare. I denna kedja har Fjärrvärmeföretagen av tradition en mycket bra uppfattning om vilka kostnader som är förknippade med distributionssystemet, samt vilka krav som måste ställas på detta. Däremot är leden produktionssystem och brukare i fjärrkylasystemet, av naturliga orsaker, mindre kända.

Produktionsenheter kan i ett fjärrkylasystem bestå av allt från sk "frikyla" (t ex kallt sjövattnen som direkt kan utnyttjas för kyländamål), över kompressorkylmaskiner, till värmedrivna kylmaskiner. Utformning och kostnad för olika produktionsenheter är vidare beroende av brukarens behov av kyla (varaktighet och temperaturnivåer).

Brukaren kan vara allt från olika typer av enskilda fastigheter till stora komplex av byggnader, t ex sjukhus. Utseendet på kylbehovet beror givetvis på vilken typ av brukare som är aktuell.

Genom hela kedjan produktionssystem, distributionssystem samt brukare finns övergripande, viktiga frågor om vilken miljöpåverkan olika kombinationer ger upphov till och hur dessa kan minimeras. Det är framför allt leden produktionsenheter och brukare som studeras närmare i denna rapport.

1.2 Rapportens uppläggning

Föreliggande skrift har tagits fram med i huvudsak två olika målgrupper. Båda målgrupperna består av personer inom Fjärrvärmeföretag eller liknande som redan arbetar med eller på annat sätt intresserar sig för frågeställningar relaterade till fjärrkyla. Skillnaden mellan målgrupperna består främst i att den ena gruppen skriften riktar sig till redan har arbetat relativt ingående med fjärrkyla, medan den andra är i en introduktionsfas till området fjärrkyla.

Rapporten har därför utformats med tanke på att båda dessa grupper skall kunna dra nytta av den, men medan den ena av dessa grupper kan komma att ha större nytta av vissa delar av rapporten, kan den andra komma att ha nytta av andra delar. Således är det de två målgrupperna som fått styra rapportens utformning och innehåll.

Detta förklarar rapportens uppläggning i dels vad som kan betecknas som övergripande informerande avsnitt, dels vad som kan betecknas som mera grundläggande avsnitt. Eftersom rapporten syftar till att täcka över ett mycket brett fält (systemaspekter) som innehåller allt från teknik, över miljö till ekonomi, har det med nödvändighet blivit så att inget område har kunnat ges en i djupet detaljerad genomgång. I slutet av rapporten finns därför ett avsnitt som behandlar det författarna identifierat som angeläget att fortsättningsvis studera mera ingående.

Eftersom rapporten syftar till att ge en bred bild av området fjärrkyla, inleds den med att ingående studera fjärrkylakunderna och hur deras behov uppstår. Endast med en förståelse för hur lasten fungerar är det möjligt att korrekt kunna dimensionera sitt system och kunna förutsäga lastens årsvisa variationer. Redan här kan det konstateras att kyllaster skiljer sig från värmelaster på flera sätt (förutom att de normalt uppträder under olika perioder av året). Därför har det känts angeläget att ge en sammanhållen bild av hur lasten beter sig och varför, och hur detta kan bero av olika typer av byggnadsinterna system.

I rapporten görs en genomgång av alternativa produktionstekniker för produktion av fjärrkyla. Här återfinns inte någon genomgång av den tekniska funktionen hos ett kompressorkylaggregat, eftersom de läsare rapporten riktar sig till redan förväntas vara välbekanta med denna teknik. Övriga tekniker som presenteras, dvs absorptionskyla, sorptiv kyla samt ejektorkyla, redovisas mera detaljerat även ur funktionssynpunkt. Här förs en diskussion om var dessa tekniker står idag och var utvecklingsinsatserna kan förväntas komma.

Utöver de rena produktionsteknikerna finns i rapportens ett avsnitt som behandlar kylagring. Möjligheter och metoder att lagra kyla har bedömts som intressanta att ha med i en "bred" skrift som denna, eftersom samtliga Fjärrvärmeföretag som arbetar med fjärrkyla förr eller senare möter dessa frågeställningar.

Rapporten har strukturerats på så sätt att de mera övergripande systemtekniska delarna återfinns främst i kapitel 2, 3 och 4. I kapitel 2 görs en genomgång av dels hur brukarens kylbehov uppstår och hur de beror av ett antal olika parametrar, dels hur kyla distribueras och levereras i en byggnad. I kapitel 3 presenteras tre olika produktionsformer av kyla; absorptionskyla, sorptiv kyla och ejektorkyla. Kylproduktion med hjälp av traditionella kompressordriva kylmaskiner förutsätts vara välbekant för läsarna och lämnas därför utanför denna genomgång. Däremot kan en kort genomgång av utvecklingen inom kompressorkyltekniken vara av intresse. En sådan ges därför kapitel 1.3. I kapitel 4 diskuteras hur lager kan användas i fjärrkylasammanhang.

I kapitel 5 och 6 studeras ett fjärrkylanät där kylproduktion sker antingen med konventionella kompressordrivna kylmaskiner (i detta fall existerande värmepumpar anslutna till fjärrvärm nätet), eller med absorptionskylmaskiner. De två övriga kylproduktionsteknikerna som beskrivits i kapitel 3, dvs sorptiv kyla och ejektorkyla, ingår inte i jämförelsen. Kyla producerad med konventionella kompressormaskiner eller med absorptionsmaskiner är inte generellt utbytbar mot sorptiv kyla. Som visas i kapitel 3.1 kan sorptiv kyla användas endast till produktion av luftburen komfortkyla. I de fall där behov finns av vattenburen kyla kan sorptiv kyla inte användas. När sorptiv kyla skall användas är det därför nödvändigt att studera den potentiella användarens förutsättningar i varje specifikt fall. I fallet med ejektorkyla är tekniken ännu inte mogen för att användas i praktiska fjärrkylatillämpningar (se vidare i kapitel 3.3). I kapitel 5 ges data för det fjärrvärmnät/fjärrkylanät som studeras. I

kapitel 6 görs en genomgång av ekonomiska och miljömässiga konsekvenser av alternativa uppbyggnader, där särskilt central alternativ lokal placering av kylproduktion studeras närmare.

I kapitel 7 identifierar författarna områden som bedöms viktiga att studera närmare framgent.

1.3 Utveckling inom kompressorkyltekniken

Teknikutvecklingen för kompressordrivna kylprocesser har under en rad år varit starkt inriktad på nya alternativa köldmedier, men intresse har även riktats mot användande av beprövade naturliga köldmedier som ammoniak. Ammoniak har många goda egenskaper som köldmedium. Förutom att det har en hög carnotsk verkningsgrad, så har det ingen negativ inverkan på ozonskiktet. Det bidrar inte till någon växthuseffekt och är dessutom ett relativt billigt köldmedium. Till dess nackdel hör att det är giftigt, vilket starkt begränsat dess användningsområden.

I och med introduktionen av plattvärmeväxlare har fyllnadsmängderna kunnat reduceras och därmed har risken för stora läckage minskat. Ett tidigare problem med ammoniak i plattvärmeväxlare har varit att lodet i lödningarna mellan plattorna korroderat. Detta problem har kunnat övervinnas med användande av semisvetsade plattor. Ammoniak har en väldigt hög volymitet vid lämpliga förångningstemperaturer vilket gjort det olämpligt att använda i turbokompressorer. Däremot blir större skruvkompressorer allt vanligare i ammoniakaggregat. Denna utveckling har starkt bidragit till att det idag finns en trend mot ökad användning av ammoniak i stora kylanläggningar.

För kompressorer i allmänhet sker kontinuerligt små prestandaförbättringar. Förbättringar sker i form av högre isentropisk verkningsgrad, högre varvtal och varvtalsstyrning. Överlag sker utvecklingen inom detta teknikområde i små steg. Prestandaförbättringar sker i steg om ett par procent och kan inte mäta sig med utvecklingen inom tex elektronikindustrin. I juli 1997 startade NUTEK, numera Statens energimyndighet, tillsammans med ett antal företag inom kylbranschen ett stort forskningsprogram, Klimat 21. Budgeten för programmet är 54 miljoner och sträcker sig från 1997-2000. Inom ramen för programmet ingår bl a ett projekt för att ta fram nya köldmedieblandningar för stora värmepumpar i fjärrvärmedrift. Målet för detta projekt är att ta fram ersättare för R22 med en hög värmeeffektivitet. Inom Klimat 21 ryms ytterligare ett antal projekt för att öka energieffektiviteten för kyl- och värmepumpsystem.

2 BEHOVET AV KYLA I BYGGNADER

I detta kapitel görs en genomgång av dels hur brukarens kylbehov uppstår och hur de beror av ett antal olika parametrar, dels hur kyla distribueras och levereras i en byggnad. Avsnitt 2.1 återfinns till stora delar i Fjärrvärmeföreningens rapport FoU 1998:20, men har tagits med här för att fullfölja intentionerna med rapporten, dvs att samlat ge läsaren en bred inblick i även hur och varför kylbehov uppstår och hur de kan analyseras.

2.1 Byggnaders kylbehov

Nedan ges en introduktion till hur byggnader fungerar värmetekniskt, med tyngdpunkten lagd mot hur värmeöverskott (kylbehov) uppstår och hur de varierar på årsbasis. Redogörelsen sker med hjälp av diagram över uteluftens varaktighet. Traditionellt har man använt denna metod endast till att studera byggnaders värmebehov. Här visas hur man kan använda metoden även för att studera en byggnads behov av kyla. Metoden att utgå ifrån utetemperaturens varaktighet gör att användaren får en övergripande fysikalisk förståelse för hur olika parametrar påverkar en byggnads behov av värme.

Hela resonemanget förs för en byggnad där den termiska massan (dvs byggnadens förmåga att lagra värme) försummas. Anledningen är att diskussionen främst syftar till att ge en övergripande beskrivning av hur byggnader fungerar och att resonemanget underlättas av att betrakta alla termiska förlopp i byggnaden som stationära. I praktiken förekommer givetvis inlagring i och urlagring ur byggnadskroppen beroende på bl a temperaturpendlingar och strålningsvärme. För att ytterligare förtydliga resonemanget betraktas varje varaktighetsdiagram i detta kapitel som om det representerade hela året, dvs ingen uppdelning görs mellan dag och natt.

Resonemanget avslutas med en genomgång av hur olika uppbyggnader av det klimathållningssystem (inkluderande kylsystem) som finns i byggnaden påverkar byggnadens behov av "köpt" kyla. I kapitel 2.2 återfinns en kort redogörelse för komfortkyla i byggnader, där uppbyggnaden av olika kylsystem inne i en byggnad går igenom.

En byggnad kräver tillförsel av energi både för att upprätthålla ett önskvärt rumsklimat och för att driva olika elektriska installationer och apparater. Medan den energi som åtgår för att upprätthålla rumsklimatet är mer eller mindre starkt kopplad till klimatförhållanden utanför byggnaden, är övrigt energibehov i stort sett oberoende av dessa klimatförhållanden. Det energibehov som inte beror av vädret kan dock avsevärt variera över dygnet.

Enligt ovanstående kan följande grova indelning av parametrar som påverkar byggnadens energibalans göras:

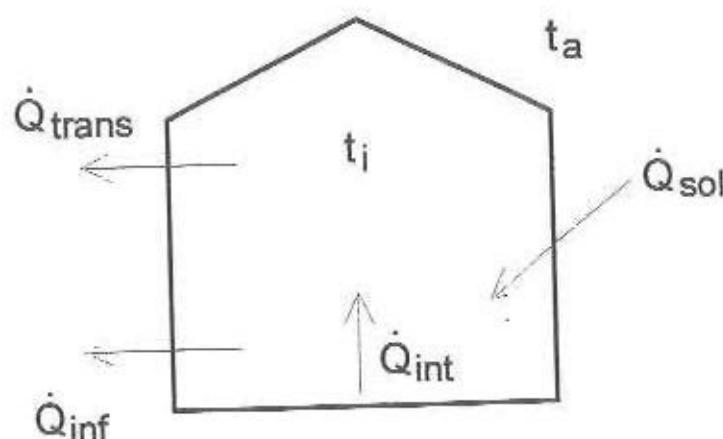
1. Parametrar som påverkar energibalansen och är kopplade till förändringar i klimatet utanför byggnaden:
 - transmission genom byggnadens omslutningsytor,
 - luftinfiltration,
 - solinstrålning genom fönster.

2. Parametrar som påverkar energibalansen men i stort är oberoende av förändringar i klimatet utanför byggnaden:

- el till belysning,
- el för drift av utrustning i byggnaden,
- värmeavgivning från personer,
- uppvärmning av tappvarmvatten.

All elektricitet som används i rum i byggnaden omvandlas slutligen till värme och påverkar därmed rummets värmebalans. I t ex kontorsbyggnader är behovet av värme för tappvarmvatten oftast litet.

I nedanstående redogörelse betraktas byggnaden och dess energibalans separerat från klimathållningssystemet. Byggnadens energibalans, ur vilken erhålls bl a dimensionerande värme- och kylbehov, bestämmer utformningen av klimathållningssystemet. Detta system har i sin tur behov av ytterligare energi för att kunna fungera.



Figur 2.1 Byggnadens värmebalans vid ett givet tidsögonblick ($t_a < t_i$). I värmebalansen har värmebehovet för tappvarmvatten utelämnats och endast parametrar som inverkar på temperaturhållningen av byggnaden beaktas. *The heat balance of a building at steady state conditions ($t_a < t_i$). The heat needed for domestic hot water preparation is excluded and only parameters affecting the indoor air temperature are considered.*

Antag att temperaturen i en byggnad hålls konstant vid en given nivå, skild från temperaturen ute. Genom att ställa samman samtliga värmeflöden som påverkar luften i byggnaden, dels som värmeflöden genom byggnadens omslutningsytor, dels som värmeflöden som tillförs byggnaden internt, är det möjligt att bestämma hur mycket ytterligare värme som måste tillföras byggnaden alternativt hur mycket värme som måste bortföras från byggnaden (hur mycket byggnaden behöver kylas) för att upprätthålla den givna innetemperaturen (se figur 2.1):

$$\dot{Q}_{sol} + \dot{Q}_{int} + \dot{Q} - \dot{Q}_{trans} - \dot{Q}_{inf} = 0 \quad (2.1)$$

$\dot{Q}_{sol}$ = värmetillförsel på grund av solinstrålning [W]

$\dot{Q}_{int}$ = internt genererat värme [W]

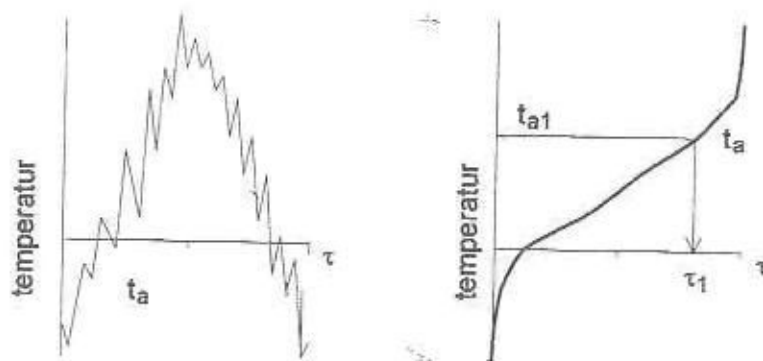
$\dot{Q}$ = den sökta mängd värme som behöver tillföras alternativt

bortföras för att hålla byggnaden vid den givna temperaturen $[W]$
 $\dot{Q}_{trans}$ = transmission genom byggnadens omslutningsyta $[W]$
 $\dot{Q}_{inf}$ = luftinfiltration $[W]$

Då $\dot{Q} = 0$ är byggnaden i termisk balans med omgivningen.

2.1.1 Uppbyggnaden av ett varaktighetsdiagram

Teoretiskt är det möjligt att utifrån grafiska temperaturredovisningar i kronologisk ordning (vänstra delen av figur 2.2), bestämma både momentana effekter och värmebehov under givna tidsperioder om de värmeflöden som ingår i värmebalansen i figur 2.1 är kända. Praktiskt är det dock mycket besvärligt att grafiskt arbeta med denna typ av temperaturredovisningar.



Figur 2.2 Utetemperaturens varaktighet, bildad ur ett års utetemperaturer i kronologisk ordning. *Exempel:* Uteluftens temperatur t_a är relaterad till tidsperioden τ_1 så att uteluftens temperatur har varit lika med eller mindre än t_{a1} , under tidsperioden τ_1 .

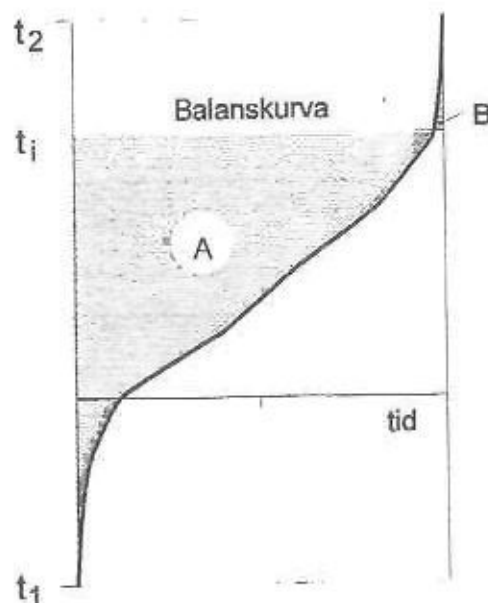
The duration of ambient temperature, created from the chronological ambient temperatures for one year. *Example:* The ambient temperature t_a is related to the time period τ_1 so that the ambient temperature has been equal to or lower than t_{a1} , during the time period τ_1 .

Den resulterande (högra) kurva som erhålls efter sortering av temperaturerna beskriver således varaktigheten hos uteluftens torra temperatur. Tidskoordinaten i varaktighetskurvan beskriver under hur lång tid temperaturen har varit lika med eller lägre än en viss utetemperatur. Värmeenergibehovet under en tidsperiod är således direkt proportionellt mot en area som kan markeras i varaktighetsdiagrammet.

2.1.2 Byggnadens energibalans i varaktighetsdiagrammet

Vid en viss utetemperatur är värmeflödena på grund av transmission och luftinfiltration exakt lika stora som det internt genererade värmets (inklusive solinstrålning). Denna utetemperatur brukar benämnas byggnadens balanstemperatur. Vid balanstemperaturen behöver inget värme vare sig tillföras byggnaden eller föras bort ifrån byggnaden, utan byggnaden befinner sig i termisk balans med omgivningen.

Nedan visas med schematiska exempel i figurerna 2.3 - 2.6, hur varaktighetskurvorna kan användas och hur överskådligt samspillet mellan värme- och kylbehov kan åskådliggöras. Samtliga exempel visas i temperaturdiagram, men kan givetvis visas på motsvarande sätt även i effektdiagram (figur 2.7). I den första figuren (2.3) visas det enklaste fallet där ingen intern värmegenerering förekommer och där tillskottet från solinstrålning kan försummas. I den följande figuren (2.4) har en liten intern värmegenerering tillkommit, medan solinstrålningen ännu är försumbar. I figur 2.5 visas hur balanskurvan förskjuts nedåt för en byggnad med stor intern värmegenerering, medan i figur 2.6 även solinstrålning adderats till den övriga interna värmegenereringen.



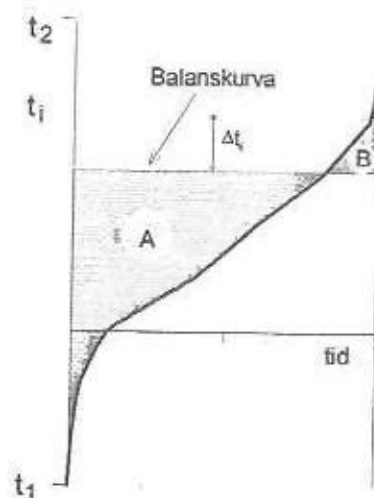
Figur 2.3 Grafisk beskrivning av värmebalansen för en byggnad. Ingen intern värmegenerering och inget solvärmetillskott. *Graphical representation of the heat balance of a building. No internal heat generation and no heat from insolation.*

När utluftens temperatur är högre än balansnivån (vilken i detta fall överensstämmer med inneluftens temperatur) krävs att värme bortförs från byggnaden för att kunna hålla den önskade temperaturen inne. När utluftens temperatur är lägre balansnivån, krävs på motsvarande sätt att värme tillförs byggnaden.

Om luftens temperatur t_i i byggnaden skall hållas konstant, måste byggnaden årligen tillföras en mängd värme som är direkt proportionell mot arean markerad "A" i figur 2.3. Arean markerad "B" är på motsvarande vis direkt proportionell mot det årliga kylbehovet. Dimensionerande värmeeffekt är direkt proportionell mot temperaturdifferensen $t_i - t_1$, medan dimensionerande kyleffekt är direkt proportionell mot temperaturdifferensen $t_2 - t_i$.

I byggnader utan kylning och utan intern värmegenerering kommer temperaturen inne att var lika med temperaturen ute, så länge denna är högre än innetemperaturens börvärde.

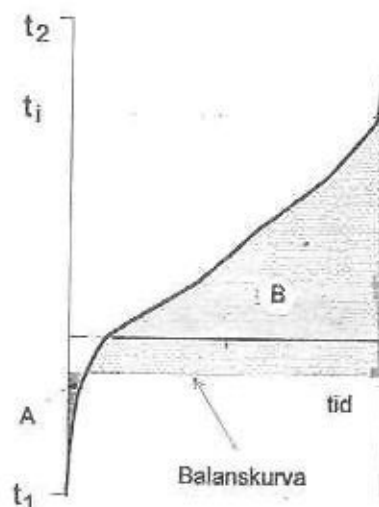
Om internvärme proportionellt mot differensen Δt_i genereras i byggnaden, medför det följande förändringar i den grafiska framställningen av byggnadens värmebalans.



Figur 2.4 Grafisk beskrivning av värmebalansen för en byggnad. Internt genererat värme inkluderat. Inget solvärmestillskott. *Graphical representation of the heat balance of a building. No insolation.*

Både värmeenergiebehovet över året och dimensionerande värmeeffekt minskar. Samtidigt med att behovet av att tillföra värme (A) minskar ökar behovet av att föra bort värme (B).

I t ex moderna kontorshus är ofta internt genererat värme stort i förhållande till totala mängden värme som behöver tillföras byggnaden över året. En av de starkt bidragande orsakerna till detta är den snabbt ökande användningen av datorer och annan energiintensiv kontorsutrustning, samtidigt som byggnadernas klimatskal har blivit allt effektivare (lägre värmegenomgångstal) och tätare. Värmebalansen för ett modernt kontorshus illustreras schematiskt i figur 2.5.



Figur 2.5 Grafisk beskrivning av värmebalansen för ett modernt kontorshus. Förhållandevis hög generering av internvärme. Försumbart bidrag från solinstrålning. *Graphical representation of the heat balance of a building. Comparatively large internal heat generation. Insignificant contribution from insolation.*

Värmebehovet (A) är nu av underordnad betydelse jämfört med kylbehovet (B). Här krävs ett aktivt värmestillskott endast under en liten del av året, medan värme behöver bortföras under större delen av året.

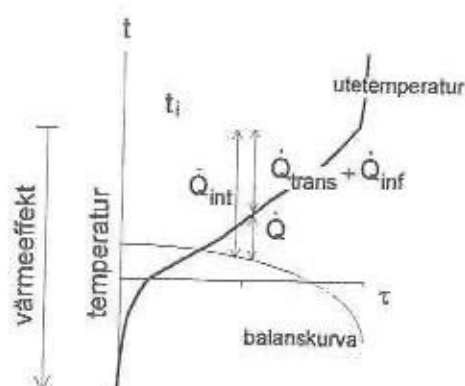
För att göra denna förenklade bild av energibehovet hos en modern kommersiell byggnad mera komplett, kan schematiskt tillskottet från solvärme också läggas in. Byggnadens energibalans påverkas då på det sätt som indikeras i figur 2.6. Text många moderna kontorshus är konstruerade med stora fönsterareor bl a för att kunna dra maximal nytta av dagsljus, vilket samtidigt innebär att mera solvärme tillförs byggnaden.



Figur 2.6 Grafisk beskrivning av energibalansen för ett modernt kontorshus med intern generering av värme samt solinstrålning, inkluderade. *Graphical representation of the heat balance of a modern office building with internal heat generation and insolation.*

I ovanstående schematiska exempel, figurerna 2.3-2.6, har byggnadens energibalans för ett år förenklat beskrivits med ett enda varaktighetsdiagram. I praktiken visar det sig vara nödvändigt att dela upp dygnet i dag och natt (beroende på skillnad i aktiviteter, solinstrålning mm), varvid byggnadens energibalans istället behöver beskrivas med två varaktighetsdiagram.

Med detta betraktelsesätt blir det möjligt att vid vilken utetemperatur som helst under året upprätta en värmebalans för byggnaden. Som tidigare nämnts är det möjligt att översätta temperaturdifferenser direkt till värmebelastningar, och vice versa. I figur 2.7 visas byggnadens värmebalans vid ett givet utetillstånd i ett varaktighetsdiagram. Värmeeffektens "nollinje" är låst till inomhustemperaturen, dvs i en byggnad som saknar intern värmegenerering (inklusive solinstrålning), finns inget behov av värmetillförsel då utetemperaturen och temperaturen inne är lika stora.

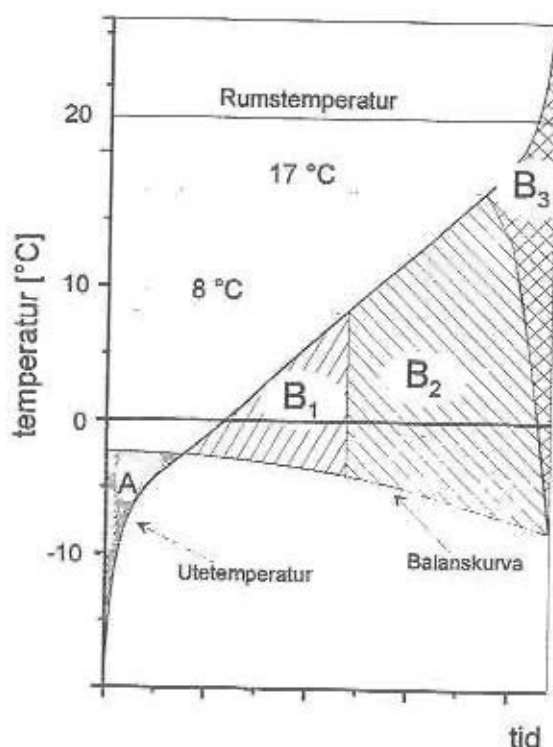


Figur 2.7 Byggnadens värmebalans beskriven i ett varaktighetsdiagram med både temperatur- och effektskala inlagd. *The heat balance of a building described in a duration diagram, with both temperature and heat scales included.*

Vid den i figur 2.7 givna utetemperaturen är det internt genererade värmnet $\dot{Q}_{int}$ större än det värme som förs bort genom transmission och infiltration $\dot{Q}_{trans} + \dot{Q}_{inf}$, varvid det uppstår ett nettobehov av att föra bort värme $\dot{Q}$. Om inte värmnet $\dot{Q}$ förs bort kommer temperaturen inne att börja stiga.

2.1.3 Skillnaden mellan luftburen komfortkyla och vätskeburen

I fråga om hur mycket "köpt" kyla som måste tillföras en byggnad med behov av sk komfortkyla, kan skillnaden vara stor mellan ett vätskeburet och ett luftburet system i byggnaden. Skillnaden mellan dessa illustreras med hjälp av figur 2.8.



Figur 2.8 Illustration av skillnaden i en byggnads behov av "köpt" kyla om byggnaden är försedd med ett luftburet distributionssystem eller ett vätskeburet. *An*

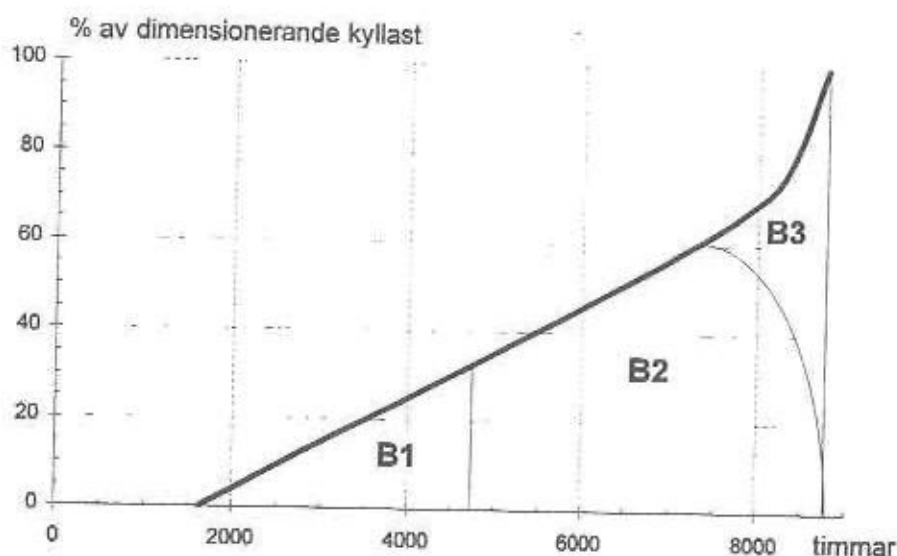
illustration a building's need of "bought" cooling kWhs, depending on whether the building is cooled by air or has an internal hydronic cooling system.

I det luftburna distributionssystemet sker kylningen av byggnaden med undertempererad luft (luft med lägre temperatur än rumstemperaturen). På grund av risk för drag kan inte luften tillföras enskilda rum med temperaturer lägre än ca 16-17 °C. Det innebär att man utnyttjar kall uteluft för kylning så länge som uteluftens temperatur är lägre eller lika stor som börvärdet för tilluften. I figur 2.8 är detta illustrerat för en tilluftstemperatur av 17°C. Så länge temperaturen är lägre än 17°C sker således all kylning av byggnaden direkt med kall uteluft. Endast vid temperaturer högre än 17 °C behövs köpt kyla. Köpt kyla måste även vara dimensionerad för att ta hela kyllasten. I fallet med luftburen kyla behöver således endast köpt kyla motsvarande ytan B_3 tillföras byggnaden, medan resten av behovet tillgodoses med kall uteluft (motsvarande ytorna B_1 och B_2). Ett ytterligare kylbehov som tillkommer i luftburna kylsystem beror på kondensutfällning i kylbatterier i tilluften. Det kondensationsvärme som avges där måste tas om hand med köpt kyla. Bidraget kan vara i storleksordningen 25-30% ytterligare kylbehov jämfört med yta B_3 i figurerna 2.8 och 2.9.

I fallet med vätskeburen kyla tillförs byggnaden kyla genom t ex takbafflar, fan-coils eller induktionsapparater. Vattnet fram till enheten håller en temperatur av ca 12-14 °C (man undviker att få yttemperaturer som ligger under dagstemperaturen). Vid "ren" vattenkylning, dvs om man inte kombinerar vattenburna och luftburna kylsystem, kan man använda en av följande två grundprinciper:

1. Allt kylbehov tillgodoses utan möjlighet att kyla mot uteluften. I detta fall krävs att byggnaden tillförs köpt kyla motsvarande hela byggnadens behov, dvs proportionellt mot $B_1+B_2+B_3$.
2. Uteluften används för att kyla vatten i kylkretsen. Normalt görs detta så att man vid en given utetemperatur låter all kylning av kylvatten ske mot uteluften, genom någon form av värmeväxlare. Denna utetemperatur ligger ett antal grader lägre än den framledningstemperatur som behövs i kylkretsen inne i byggnaden. I figur 2.8 är denna utetemperatur vald till 8 °C och behovet av köpt kyla blir då proportionellt mot B_2+B_3 .

Figur 2.8 kan omformas till ett "rent" kylbehovsdiagram, se figur 2.9, genom att avsätta balanskurvan som "x-axel". Informationen angående kylbehoven vid olika typer av kylsystem installerade i en byggnad erhålls på samma sätt som i figur 2.8 och ytorna B_1 , B_2 och B_3 representerar fortfarande samma kylbehov som i figur 2.8.



Figur 2.9 Kyleffektbehov för en byggnad utrustad med luftburen kyla alternativt med vattenburen kyla. Ytorna B1, B2 och B3 representerar samma värmemängder som i figur 2.8. *A building's need for cooling, when equipped with either air cooling or hydronic cooling. The areas B1, B2 and B3 represents the same amounts of heat as in figure 2.8.*

Utöver den direkta komfortkylan kan givetvis finnas behov av kyla till andra ändamål med krav på ungefär motsvarande temperaturnivåer som vid klimatisering av rum i byggnaden. Här är det främst kylning av kondensorvärme från kylmaskiner installerade i kyldiskar av olika slag som kommer ifråga.

Leverans av kyla från ett energiverk i form av kallt vatten, kan användas såväl för byggnader med luftburen kyla installerad som för byggnader med vattenburen kyla installerad. Det är dock viktigt att hålla i minnet att två identiska byggnader med identisk verksamhet kan ha helt olika behov av köpt kyla, om den ena byggnaden har ett luftburet kylsystem installerat och den andra har ett vattenburet.

2.2 Komfortkyla i byggnader

Ett klimathållningssystem skall i en byggnad upprätthålla både det termiska och det hygieniska klimatet. Upprätthållande av det termiska klimatet består främst i att hålla temperaturen hos rumsluften inom givna nivåer utan att givna dragnivåer överskrids, samt ibland även att kontrollera luftfuktigheten. Upprätthållande av det hygieniska klimatet består i att inte överskrida tillåtna värden för olika gaser och partiklar. Detta sköts normalt genom att se till att de lägsta tillåtna luftflödena följer standarder och rekommendationer.

Det termiska klimatet upprätthålls genom att:

- föra bort internt genererat överskottsvärme (personer, belysning, maskinell utrustning) och tillskott på grund av solinstrålning genom fönster, för att förhindra att rumstemperaturen blir för hög.

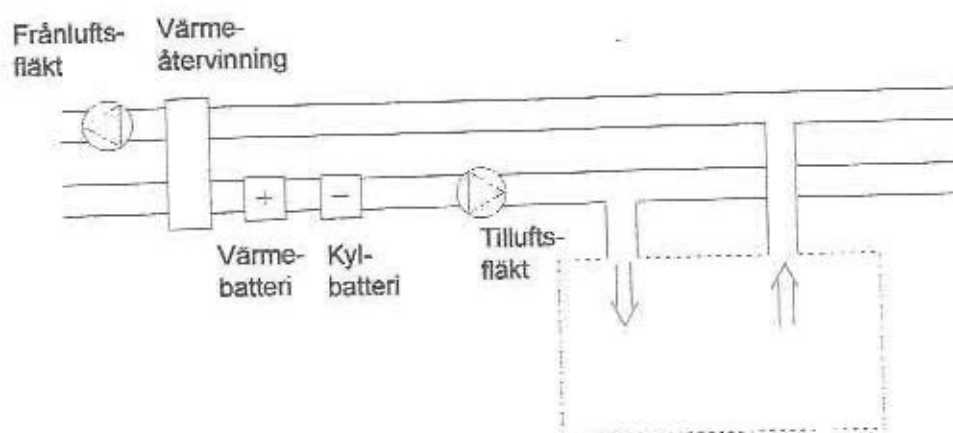
- tillföra värme under perioder med värmeunderskott (i lokaler främst under tidsperioder då ingen verksamhet bedrivs).

Klimathållningssystem som används i Sverige och vilka förutom ett värmesystem även innehåller ett kylsystem, kan generellt uppdelas i tre typer; system med luftburen kyla, system med vattenburen kyla och kombinerade system (kyla tillförs med både luft och vatten). Oavsett vilken av dessa systemtyper som används tillförs byggnaden vanligen värme med ett vattenburet system, men både elvärmesystem och luftburna värmesystem förekommer.

I kapitel 2.2.1-2.2.3 diskuteras luftburna, vattenburna och kombinerade system och hur de är uppbyggda.

2.2.1 System med luftburen kyla

I dessa system bestäms det dimensionerande luftflödet av det dimensionerande värmeöverskottet. Det är således de termiska kraven, inte de hygieniska, som är dimensionerande. Den principiella uppbyggnaden av ett luftburet kylsystem visas schematiskt i figur 2.10.



Figur 2.10 System med luftburen kyla - principskiss. *All-air cooling system - schematic.*

Förutom att kyla distribueras med luft kan, som nämnts tidigare, även värme distribueras med luft via eftervärmningsbatterier belägna i direkt anslutning till varje rum. Vanligast i Sverige är dock att värme tillförs rummen via vattenradiatorer i de separata rummen.

Kylsystemet måste kunna ta hand om variationen i värmeöverskott, både över dygnet och årsvis. Detta görs genom att använda antingen konstantflödessystem eller system med variabelt flöde (kombinationer av de två metoderna förekommer också).

CAV system

Temperaturen på luften som tillförs varje rum kan varieras, men luftflödet hålls konstant. Denna typ av system benämns CAV system (Constant Air Volume).

Rummen med de största värmeöverskotten bestämmer normalt den tilluftstemperatur som bereds i det centrala luftbehandlingsaggregatet.

Med ett CAV system är det möjligt dels att bortföra värme från byggnaden, dels att tillföra byggnaden värme. I Sverige är det vanligt att CAV systemet endast används till att föra bort överskottsvärme. Vid de tider då byggnaden har ett värmebehov tillgodoses detta av värmare (radiatorer) placerade direkt i rummen.

Även om ett CAV system tillför luft med ett konstant flöde används ibland tvåhastighetsmotorer till fläktarna där man vanligen reglerar ner varvtalet till 2/3 av det dimensionerande när kylbehovet i byggnaden så tillåter. Eftersom förhållandet mellan varvtal och luftflöde är direkt proportionellt så länge strömningen i kanalsystemet är fullt turbulent, minskar då även luftflödet till 2/3 av det dimensionerande. Användning av tvåhastighetsmotorer i CAV system skall inte förväxlas med VAV system där flödet varieras kontinuerligt efter behov för att anpassa kyleffekten.

Som nämndes ovan kan tilluftstemperaturen i ett CAV system vara konstant eller varieras. Variationen kan göras:

- oberoende av utetemperaturen men beroende av momentana ändringar i värmeöverskottet. Denna typ av temperaturstyrning sker i eftervärmningsbatterier i direkt anslutning till respektive zon.
- beroende av utetemperaturen. Denna typ av temperaturstyrning sker i det centralt belägna aggregatet.
- som en kombination av båda ovanstående.

I CAV system där temperaturstyrningen sker centralt och i CAV system med konstant tilluftstemperatur görs en korrigering till rätt rumstemperatur i de enskilda rummen t ex med väggfasta radiatorer.

VAV system

Luftflödet som tillförs varje rum varieras efter behov, men temperaturen på tilluften hålls konstant, dvs tilluftstemperaturen ändras inte med att lasten ändras. Däremot sker normalt en årstidsstyrning av tilluftstemperaturen, som en funktion av utetemperaturen. Denna typ av system benämns VAV system (Variable Air Volume).

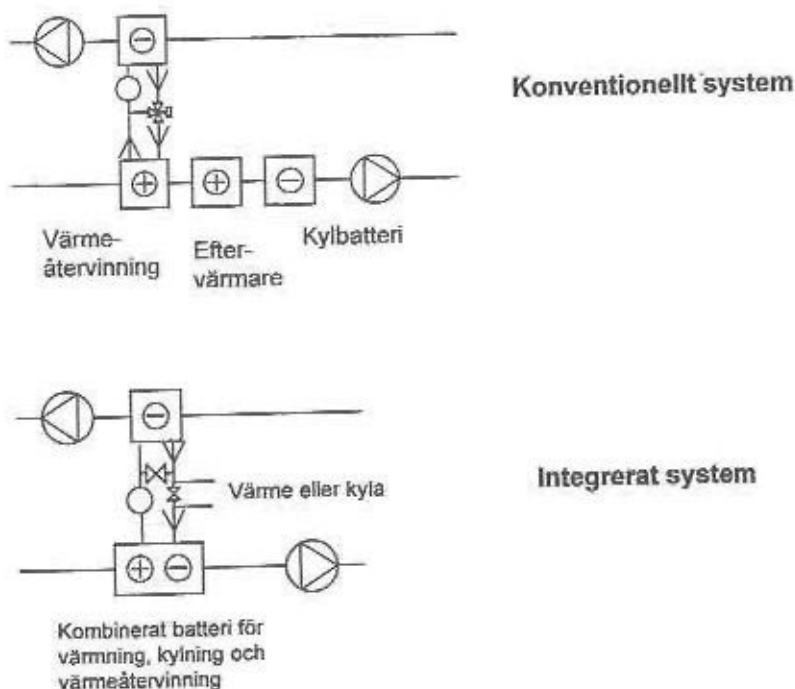
Luftflödet till varje rum regleras med spjäll i någon form av boxar i direkt anslutning till rummet, medan centrala till- och frånluftsfläktar kontrolleras med hjälp av spjällreglering, ledskenereglering eller varvtalsstyrda fläktmotorer, vanligtvis med frekvensomriktare. Styrningen sker normalt mot att upprätthålla konstant statiskt tryck i till- och frånluftskanaler. Flödet varierar från max den varmaste dagen ner till kanske 20% av max under årets kallaste dagar, då luften endast har som uppgift att tillgodose de hygieniska kraven.

2.2.2 Alternativ utformning av luftbehandlingsaggregat

Under senare år har alternativa uppbyggnader av luftbehandlingssystem tagits fram. Medan de konventionella systemen är uppbyggda av separata batterier för värmeåtervinning, kylning samt eftervärmning (se t ex figur 2.10), används i de alternativa systemen ett gemensamt tilluftsbatteri för samtliga funktioner. ABB i Finland har tagit fram en systemlösning man

kallar Thermonet[®], vilken även finns att tillgå i Sverige. I Göteborg har LEB-AXRO Consult utvecklat ett system med liknande systemmässiga tankegångar.

För dessa alternativa system gäller att värmeåtervinningen mellan från- och tilluft sker via en vätskekoppling. I figur 2.11 redovisas hur det alternativa systemets uppbyggnad är jämfört med ett konventionellt, vätskekopplat system.



Figur 2.11 Jämförelse mellan konventionell och alternativ systemlösning vid uppbyggnad av luftbehandlingsaggregat. *Comparison between a conventional and an alternative system design layout of an air-handling unit*

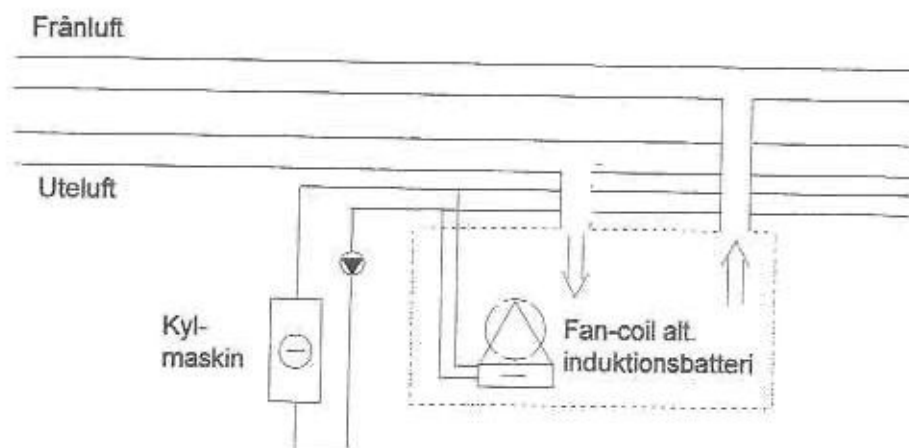
All extern värme eller kyla som behöver tillföras tilluften (dvs utöver det värme som kan flyttas direkt mellan till- och frånluft) tillförs genom att höja eller sänka temperaturen i vätskekretsen mellan batterierna. Vid kylfallet körs hela flödet förbi batteriet i frånluften via en bypass.

Dimensioneringen av det kombinerade batteriet bestäms normalt av värmefallet. När dimensioneringen sker efter värmefallet kommer således batteriet att bli så stort för kylfallet att högre temperaturer på en fjärrkylaleverans än för det konventionella systemet kan tillåtas. Förhållandet i areabehov hos kombibatteriet för värme- respektive kylfallet är olika från kund till kund, beroende på förhållandet mellan kundens behov av värme respektive kyla.

Det kan vara intressant att notera att man vid utformningen av alternativa system måste vara uppmärksam på temperaturnivåer, så att inte också frånluften värms via vätskekretsen.

2.2.3 System med vattenburen kyla

Dessa typer av system förser de enskilda rummen med vattenburen kyla. Det luftsystem som finns används enbart för att tillgodose de hygieniska behoven. I figur 2.12 visas schematiskt hur ett sådant system kan vara uppbyggt. I figuren exemplifieras tillförseln med fan-coil alternativt induktionsbatterier.

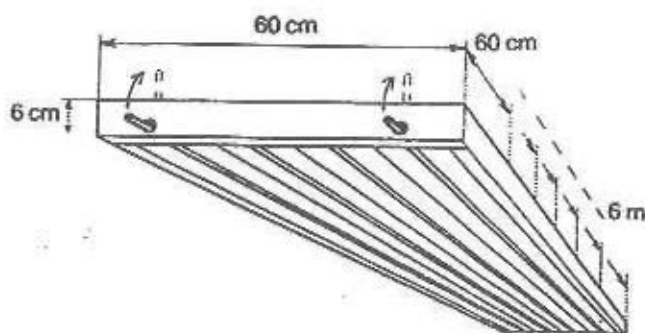


Figur 2.12 System med vattenburen kyla - princip. *An air-water system, with water cooling - schematic.*

Kyla kan tillföras rummet på ett antal olika sätt. Nedan redogörs översiktligt för hur takpaneler, fan-coil aggregat och induktionsbatterier fungerar. Fan-coil aggregat och induktionsbatterier placeras normalt under fönster utefter ytterväggar.

- **Takpaneler.**

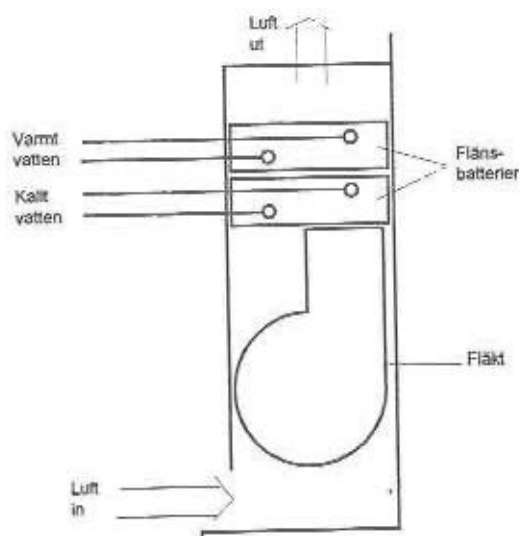
Kylpaneler som hängs i tak. Finns i flera olika utföranden. Fungerar som strålningskylare. Ett exempel på hur en takpanel kan vara utförd återfinns i figur 2.13.



Figur 2.13 Takpanel för tillförsel av kyla. *Cooling roof module.*

- **Fan-coil batterier.**

En enhet via vilken både värme och kyla tillförs rummet (dock ej samtidigt). En principskiss av ett fan-coil batteri visas i figur 2.14.

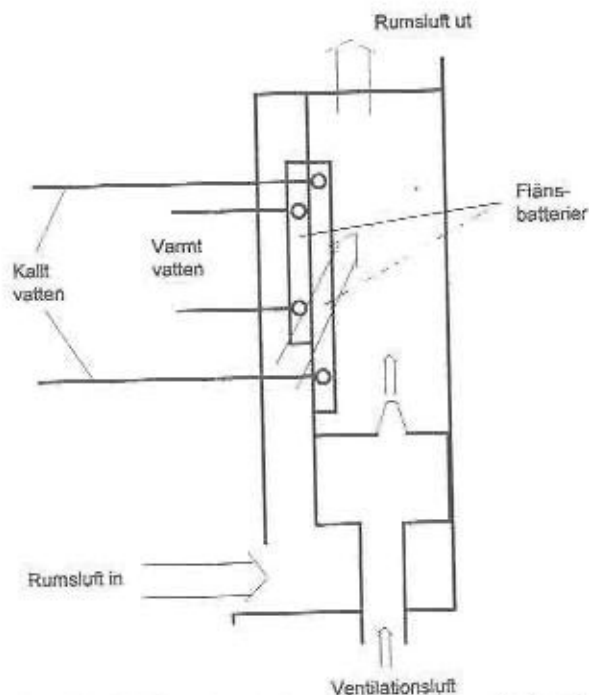


Figur 2.14 Fan-coil batteri - principskiss. *Fan-coil unit - schematic.*

Ett fan-coil aggregat är utrustat med en fläkt vilken cirkulerar rumsluft genom aggregatet. I aggregatet antingen värms eller kyls luften i ett värme- eller kylbatteri. Värme- respektive kylbatteriet tillförs varmt alternativt kallt vatten från en central anläggning i byggnaden.

- **Induktionsbatterier.**

En enhet via vilken både värme och kyla tillförs rummet (dock ej samtidigt). En principskiss av ett induktionsbatteri visas i figur 2.15.



Figur 2.15 Induktionsbatteri - principskiss. *Induction unit - schematic.*

När induktionsbatterier används tillförs ventilationsluften rummet genom induktionsbatteriet. Ventilationsluften strömmar genom ett munstycke med hög

hastighet vilket får till följd att rumsluft "rycks med" genom värme- eller kylbatteri. På detta sätt är det möjligt att värma eller kyla rummet genom en och samma enhet utan att använda fläkt.

2.2.4 Kombinerade system

Det finns möjligheter att kombinera system med luftburen och vattenburen kyla på en mängd olika sätt. Ett tillfälle då systemen måste kombineras är då man vill ha ett system med luftburen kyla, men då det dimensionerande kylbehovet är så stort att det inte fullt ut kan tas om hand med enbart luft (beroende på att man i så fall skulle behöva så stora luftflöden att dragproblem blir ofrånkomliga). Det finns även möjligheter att kombinera luftburna system så att man för vissa delar av en byggnad, eller för vissa rum, använder sig av ett VAV system (genom att utnyttja så kallade VAV boxar där luftflödet kan styras) för att i övriga delar av byggnaden ha ett CAV system.

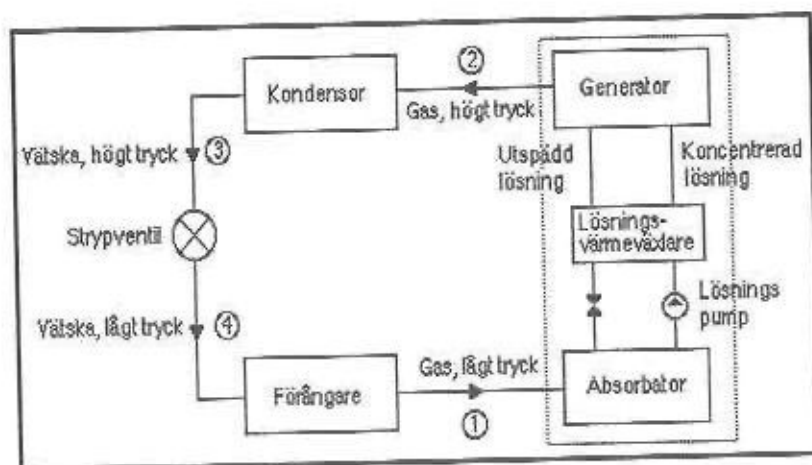
3 ALTERNATIVA TEKNIKER FÖR KYLPRODUKTION

Nedan presenteras tre olika produktionsformer av kyla; absorptionskyla, sorptiv kyla och ejektorkyla. Kylproduktion med hjälp av traditionella kompressordriva kylmaskiner förutsätts vara välbekant för läsarna och lämnas därför utanför denna genomgång

3.1 Absorptionskyla

Absorptionskylmaskiner har använts sedan 50 talet, men har de sista åren kommit att användas allt mer. Detta beror främst på att de drivs med värmeenergi och därmed kan drivas med praktiskt taget vilken värmekälla som helst, till exempel spillvärme, solenergi eller som i detta fall fjärrvärme. Även den ökade satsningen på kombinerad kraft- och värmeproduktion, då man ofta får ett överskott av värme speciellt sommartid, gynnar absorptionssystem. Ytterligare en faktor som bidragit till det växande intresset för absorptionskylmaskiner är att dessa använder köldmedier som inte bryter ned ozonskiktet och som bidrar mycket litet eller inget alls till växthuseffekten. Detta blir ännu viktigare nu när freoner skall fasas ut.

En absorptionskylmaskin kan sägas bestå av fyra huvuddelar: absorbator, generator, kondensor och förångare (se figur 3.1). Varje del består i princip av en värmeväxlare. Absorptionskylmaskinen arbetar med en kondensor och en förångare på samma sätt som ett kompressionssystem men själva kompressorn ersätts av en absorbator och en generator.



Figur 3.1 Schematisk bild av en absorptionskylmaskin / Schematic picture of an absorption chiller

Processen arbetar vid två olika trycknivåer, en lägre i förångare/absorbator och en högre i generator/kondensor. Kyleffekten erhålls i förångaren, där vatten förångas vid låg temperatur och lågt tryck. Energin till förångningen tas från den vätskeström som ska kylas, köldbäraren. Energitillförseln till processen sker huvudsakligen i generatorm i form av värmeenergi, dessutom behövs en mindre mängd elström för att driva lösningssyrapumpen.

effektivare värmeöverföring vid förångningen sprayas vattnet ut över värmeväxlarytorna. Det vatten som inte förångas direkt vid sprayningen samlas i botten av enheten och förångas från ytan. Vattenången transporteras sedan till absorbatoren.

I absorbatoren absorberas vattenången av den koncentrerade litiumbromidlösningen när denna sprayas in i absorbatoren. Absorptionen gör att det låga trycket bibehålls i förångaren, vilket är viktigt för att förångningen skall ske vid låg temperatur. När ången absorberas av lösningen frigörs värme som måste kylas bort. Detta på grund av att en kallare lösning absorberar bättre än en varm lösning. Lösningens förmåga att absorbera vatten beror även av saltkoncentrationen. Litiumbromidlösningen späds ut av den absorberade ången och behöver koncentreras för att kunna absorbera mer ånga och få en kontinuerlig process. Den utspädda lösningen tas därför kontinuerligt ut till generatoren.

I generatoren tillförs värme för att förånga vatten från den utspädda litiumbromidlösningen och därmed koncentrera denna. Vattenången förs vidare till kondensorn och lösningen som koncentrerats förs åter till absorbatoren via lösningsvärmeväxlaren. Värmet som driver förångningen är i detta fall fjärrvärme. När värmet utnyttjats förs vattnet normalt ut på fjärrvärmenätets returledning.

En lösningsvärmeväxlare är placerad mellan absorbatoren och generatoren och överför värme mellan koncentrerad och utspädd lösning. Värmeväxlingen sker främst för att sänka temperaturen på den varma koncentrerade lösningen innan trycket sänks. Om temperaturen är hög när trycket sänks sker en förångning av köldmediet vilket tenderar att öka trycket. En lägre temperatur på den koncentrerade lösningen bidrar också till att minska kylbehovet i absorbatoren. Den utspädda lösningen förvärms och därmed sparas värme i generatoren.

I kondensorn kondenseras vattenången från generatoren genom att den värmeväxlas med kylvattnet som redan passerat absorbatoren. Det kondenserade vattnet förs vidare via en strypventil till förångaren. När kondensatet passerar strypventilen sänks trycket. En viss förångning måste ske vid trycksänkningen för att temperaturen på flödet ska sänkas till den eftersökta förångningstemperaturen. För att minska mängden som måste förångas sker en underkylning av kondensatet.

Förutsättningarna för en dimensionering av absorptionskylmaskinen ges av:

- temperaturkrav och flödesmängd på köldbäraren för komfortkylan
- temperaturen på drivvärmets, i detta fall fjärrvärmets
- temperaturen på tillgängligt kylvatten för absorbatoren och kondensorn

Verkningsgraden (COP) för en absorptionskylmaskin, även kallad köldfaktor, definieras oftast som kvoten mellan upptagen värme i förångaren och tillförd värme i generatoren. Normalt ligger COP för en standardkylmaskin mellan 0.6 och 0.8. [20] och [21].

3.1.2 Konstruktion

Absorptionskylmaskinen har olika konstruktion beroende av tillverkare. Gemensamt för de flesta tillverkare är att generatoren och kondensorn som använder samma tryck monteras i ett

mellan 0.9 och 1.2. Först en generator och kondensor vid högt tryck och temperatur där drivenergin sätts till. Den värme som avkyls i kondensorn vid den höga trycknivån värmeväxlas till en generator vid en mellannivå. Från motsvarande kondensor vid mellantrycksnivån går vattnet till förångaren och vidare till absorbatoren, som båda arbetar vid den låga trycknivån. De olika delarna kan för övrigt kopplas samman på flera olika sätt, vilket påverkar de interna temperaturerna. Hur detta konstrueras skiljer sig åt mellan olika tillverkare. Då generatören och kondensorn på mellannivån arbetar vid ungefär samma tryck och temperatur som enkeleffekts kylmaskinen måste det, jämfört med denna, vara högre temperatur på drivenergin som går in i högnivågeneratören. Som utvecklingen ser ut idag är det därför inte intressant med flereffekts cykel då drivenergin består av fjärrvärme med låg temperatur.

Det finns ett flertal andra avancerade cykler som har konstruerats för att ge bättre effekt, större temperaturdifferanser eller för att passa speciella applikationer. Dessa kan ibland kategoriseras av antalet steg, vilket motsvaras av antingen antalet förångar/absorbator par eller av antalet absorbatoren/generator par. Även här finns flera alternativa möjligheter att sammankoppla de olika delarna.

Den kommersiellt mest tillämpade cykeln är ändå enkeleffekts och enstegs kylmaskinen som beskrivits i kapitel 3.1.1 och 3.1.2. Detta beror delvis på att en mer avancerad cykel får en betydligt högre tillverkningskostnad. [20] och [21].

3.1.4 Att beakta vid val av absorptionsteknik

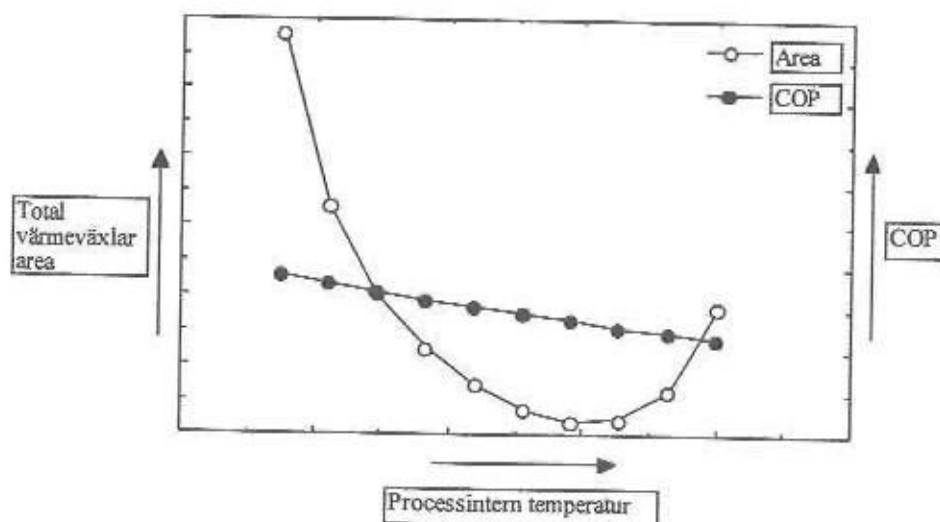
Ett viktigt beslut att fatta vid anläggningen av absorptionskylmaskiner är om dessa skall förläggas lokalt eller centralt. En central enhet anläggs i direkt anslutning till drivenergin värmekälla och försörjer ett större område med fjärrkyla. För att distribuera kylan till kunden måste då ett fjärrkylnät anläggas. En lokal anläggning kan anläggas i anslutning till en eller ett fåtal kunder. De skulle till exempel kunna vara sjukhus, kontorskomplex och liknande. I städer som inte redan har ett fjärrkylnät men däremot ett befintligt fjärrvärmenät är förmodligen det senare alternativet att föredra av ekonomiska skäl, då man inte måste investera i ett nytt fjärrkylnät. Här måste dock en ekonomisk bedömning göras för varje enskilt fall då små absorptionskylmaskiner generellt har högre kostnader per producerad kylmängd. Ytterligare en faktor att beakta vid lokalisering av en absorptionskylanläggning är att kylning krävs av absorbatoren och kondensorn. Det bästa är om anläggningen kan läggas nära ett vattendrag så att sjövattnet kan användas. Att använda kyltorn för att få kylvattnet är en annan möjlighet, men då dessa är skrymmande och medför ytterligare investeringskostnader är sjökyla att föredra om detta är praktiskt möjligt. Här kan det alltså bli en vägning mellan kostnaderna för kyltorn, rörledning för kylvattnet och för ett fjärrkylnät.

Viktigt att veta vid lokalisering av absorptionskylmaskiner är att dessa har liten eller ingen negativ effekt på närmiljön. På grund av att absorptionskylmaskiner innehåller så få rörliga delar är de mycket tystgående och orsakar inga nämnvärda vibrationer. Detta medför också att de kräver mycket lite underhåll vilket är naturligtvis är viktigt vid lokal placering.

För att förbättra värmeekonomin för en absorptionskylmaskin gäller det att finna lösningar som bättre utnyttjar fjärrvärmevattnet. I kommersiella absorptionskylmaskiner sker en

temperaturglidning på ca 10°C i generatoren, vilket innebär att returströmmen från generatoren, om fjärrvärmen ligger på 90°C , kan hålla en temperatur på 80°C . Denna höga temperatur kan naturligtvis orsaka problem vid retur till produktionsanläggningen för fjärrvärme. En lösning till detta problem är att finna tillämpningar för returen från generatoren innan denna går in på fjärrvärmets returledning. Speciellt då fjärrvärmets inte består av spillvärme är det förstås viktigt att utnyttja energiinnehållet. Returen kan till exempel användas till förvärmning av tappvarmvatten, men detta kräver extra rördragningar och styrsystem och vore lämpligast att använda för en stor kund, till exempel ett sjukhus. Det pågår idag utvecklingsprojekt för att komma ned i lägre returtemperaturer från generatoren men de befinner sig ännu på prototypstadiet, se kap 3.1.5

Ett ekonomiskt övervägande som måste göras hänger ihop med ovanstående, det vill säga utnyttjandet av energiinnehållet i fjärrvärmen. Vid dimensionering av kylprocessen och därmed kylmaskinen finns det, för en viss temperatur på drivenergin, ett samband mellan storleken på den totala värmeväxlarytan och temperaturen i generatoren. Temperaturen i generatoren hör till de parametrar som man delvis kan styra vid konstruktionen av processen. Vid dimensionering av absorptionskylmaskiner har man därmed ett visst spelrum vad gäller totala värmeväxlarytan och COP. I figur 3.4 visas det principiella förhållandet mellan total värmeväxlararea, processintern temperatur och COP, vid för övrigt givna förutsättningar. Detta diagram visar att det går att finna ett minimum för den totala värmeväxlararean, dessvärre sammanfaller inte detta med ett optimalt COP. Ett högt COP innebär att energikostnaderna minskar men det är också viktigt att hålla den totala värmeväxlararean nere för att inte få för stora investeringskostnader. Det handlar alltså om ett avvägande som måste göras utifrån lokala förutsättningar, till exempel fjärrvärmekostnad eller vikten av en låg returtemperatur..



Figur 3.4 Principiella förhållandet mellan COP och total värmeväxlararea / Principal relation between COP and total heat exchanger area

3.1.5 Pågående utveckling

Absorptionskylmaskiner används på många platser i världen, men främst i USA och Japan. I Japan, till exempel, är absorptionskyla dominerande med 75% av den totala

fjärrkylamarknaden. Det finns flera företag som arbetar med tillverkning och utveckling av absorptionskyla, fast de stora tillverkarna av absorptionskylmaskinen kommer naturligt nog från USA och Japan. Tekniken är därför till stor del anpassad till dessa länders förhållanden och passar inte alltid de europeiska eller nordiska förutsättningarna. I både Japan och USA består marknaden främst av stora absorptionskylmaskiner integrerade med kraftvärmeproduktion. Det senare medför att man har en hög temperatur på drivenergin. Detta gäller även om fjärrvärme skulle användas som drivenergi, då båda länderna har ånga eller vatten med hög temperatur i sina fjärrvärmesystem. I båda länderna finns också ett stort antal kylmaskiner som är direkteldade med naturgas, vilket givetvis också ger en hög temperatur på drivenergin.

Teknologin runt absorptionskyla är under utveckling, med stora insatser på flera håll. Därmed kan stora framsteg komma att väntas inom en snar framtid. Till exempel pågår inom International Energy Agency ett Annex 24, "Ab-Sorption Machines for Heating and Cooling in Future Energy System" där 10 länder deltar. Syftet är att stödja utvecklingen av absorptions- och adsorptionssystem genom samverkan mellan länderna och dess forskargrupper. Arbetet består av att studera och kartlägga marknaden för absorptionssystem och faktorer som påverkar denna, från teknologi och miljöfrågor till ekonomi och politiska beslut. Från dessa studier skall sedan kunna dras slutsatser om vilka områden som måste satsas på för att främja absorptionssystem. Det kommer även att initieras fallstudier och demonstrationsanläggningar. Institutionen för kemiteknik, avdelningen för teknisk strömninglära på KTH har utsetts till "Operating Agent" för detta annex och är därmed drivande och sammanhållande part i samarbetet. Ett annat internationellt samarbete på området är ett THERMIE-projekt inom EU, "Absorption Cooling and Heat Pump Technologies in Europe, Present Status and Future Trends". Detta projekt syftar till att kartlägga marknadspotential och marknadsbarriärer för absorptionssystem inom Europa.

Den allmänna forskningen och utvecklingen inom absorptionsteknik syftar till tre mål:

- att sänka investeringskostnaden
- att öka effektiviteten
- att hitta nya applikationer

Det man främst undersöker är:

- nya avancerade cykler
- förbättrade värmeväxlarytor för att förbättra värmeöverföringen
- tillsatser av additiver för att förbättra värmeöverföringen
- nya arbetsmediepar

All den forskning som pågår inom området kommer troligen att inom en snar framtid leda till effektivare kylmaskiner till lägre investeringskostnad.

Vad gäller den specifika applikationen, att i Sverige producera komfortkyla med absorptionskylmaskiner, drivna med fjärrvärme, är den största svårigheten att fjärrvärmevatten sommartid håller låga temperaturer. Problemet är att de kommersiella, serietillverkade absorptionskylmaskiner som idag finns på marknaden är konstruerade för att drivas med som lägst 120 °C. Om drivvärmets i stället har en temperatur på 90°C minskar

kyleffekten med knappt hälften och går man ned till 80 °C minskar kyleffekten ytterligare. Alternativt måste värmeöverföringsarean i generatoren göras mycket större för att kyleffekten inte skall påverkas medan de övriga delarna däremot inte kräver någon större förändring av värmeöverföringsarea. De absorptionskylmaskiner som finns på marknaden har dock vissa standardstorlekar, anpassade efter förhållanden i Japan och USA. Detta innebär att i en kommersiell absorptionskylmaskin som drivs med 90-gradig värme, blir alla delar utom generatoren mycket överdimensionerade. Då den största delen av tillverkningskostnaden för en absorptionskylmaskin ligger i värmeväxlarna leder detta till att investeringskostnaden idag för en absorptionskylmaskin är relativt hög. För en relativt stor kylmaskin på 3-5 MW, driven med 90°C, är investeringskostnaden kring 3000 SEK/kW, för en mindre kylmaskin på 400-600 kW är investeringskostnaden kring 5000 SEK/kW. Idag är det inte ekonomiskt möjligt att investera i en serietillverkad absorptionskylmaskin som skall drivas med 70°C. Däremot finns det tillverkare som specialkonstruerar efter önskemål, vilket generellt är dyrare än att köpa en standardversion. För fallet med 70°C på drivenergin kan detta vara ekonomiskt försvarbart.

Simuleringar gjorda vid institutionen för kemiteknik, avdelningen för teknisk strömningslära på KTH visar att om man för en given kyleffekt konstruerar en absorptionskylmaskin för 90°C på drivvärmen, istället för att ta en kylmaskin dimensionerad för 120°C men driven med 90°C, minskas den totala värmeväxlarens arean med 35%. Om man gör det samma för 80°C minskar totala arean med 55%. Detta visar att det finns en stor potential att sänka investeringskostnaden för lågtemperaturdrivna absorptionskylmaskiner om en serieproduktion skulle starta. I befintliga installationer av absorptionskylmaskiner drivna med lågtemperaturvärme uppnås normalt ett COP på 0.7. Beräkningar visar dock att ett COP uppåt 0.8 är möjligt att uppnå genom bättre processtyrning, tillsats av rätt mängd additiver och förbättrad konstruktion.

Både i Japan och Europa finns projekt där teknologin runt absorptionskyla är under utveckling för att förbättra möjligheterna att använda lågtemperaturvärme som drivenergi. I Japan finns till exempel en ny produktionsserie som är specialkonstruerad för användning av lågtemperaturvärme kring 85°C och kapaciteter upp till 800 kW. Denna utveckling har lett till minskade investeringskostnader, en ökad köldfaktor, COP, och en mer kompakt maskin på grund av förbättrad värmeöverföring. [22].

I ett samarbetsprojekt mellan 15 fjärrvärme distributörer, 2 tillverkare (GEA, Tyskland och Entropie, Frankrike) och forskare på ZAE Bayern i Tyskland har man studerat möjligheten att producera komfortkyla med en absorptionskylmaskin driven med fjärrvärme. Tre pilotanläggningar, vardera på 300-400 kW har installerats i Düsseldorf, Berlin och München. En ny cykel har tagits fram speciellt för denna applikation. Den kombinerar standard enkeleffekt och tvåstegs processerna och kan därmed utnyttja drivvärme på temperaturer neråt 55 °C och tillåter temperaturglidningar i generatoren på mer än 30 °C. Jämfört med en enkeleffekt absorptionskylmaskin gör detta att en större kyleffekt kan erhållas från samma värmekälla och att lägre temperaturer kan uppnås på returvattnet till fjärrvärmesystemet. Det har kunnat uppnås COP på 0.4-0.8 beroende på hur maskinen har körts. Avgörande är vilken temperatur som används på drivenergin, normalt 95°C med 65°C retur, samt vilken parameter som skall optimeras. Till exempel omstyrning sker mot ett högt COP (stor kyleffekt) fås en hög returtemperatur och vice versa. Den uppenbara nackdelen med denna cykel jämfört med en enkeleffekts standard absorptionskylmaskin är en hög investeringskostnad. Orsaken till den

höga investeringskostanden är främst att en absorptionskylmaskin med en avancerad cykel är mer komplicerad i designen och därmed också tillverkningen. [23] och [24].

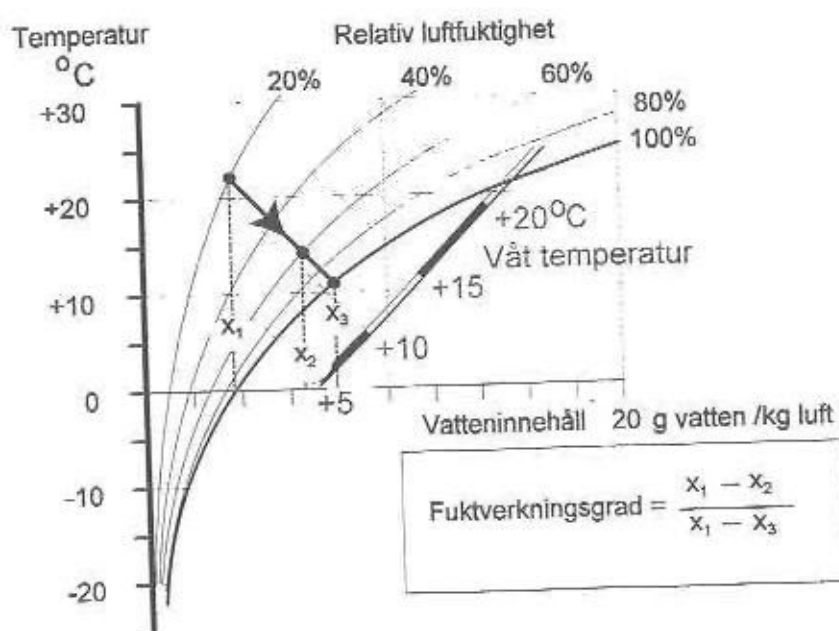
3.2 Sorptiv kyla

Nedan följer en genomgång av hur sorptiv kyla fungerar och i vilka tillämpningar den är möjlig att använda. Eftersom tekniken i sig är främmande för många, görs här en relativt grundlig genomgång. En viktig del i ett sorptivt kylaggregat är de sk evaporativa kylarna. Därför inleds beskrivningen med en genomgång av evaporativ kyla, för att därefter kombinera de olika aggregatdelarna till ett komplett sorptivt kylaggregat.

Ett sorptivt kylaggregat "drivs" med värme och vatten, varför ett befintligt fjärrvärmenät kan leverera värme till ett sådant aggregat. Sorptiv kyla kan användas endast till luftburen komfortkyla. I anläggningar med vattenburen kyla är de således inte möjliga att använda.

3.2.1 Evaporativ kylning

Vid evaporativ kylning av luft utnyttjas att luftens temperatur sänks genom att fukta upp luften med vattenavdunstning från en våt yta. Uppfuktning av luft är möjlig så länge den inte är mättad med vattenångor. För att luften skall kunna ta upp vatten måste vattnet först förångas. För att förånga vatten krävs energi i form av värme. Detta värme, det sk ångbildningsvärmes, tas från den omgivande luften. Detta medför att samtidigt som vattnet förångas och upptas av luften sänks luftens temperatur. Denna process kallas för direkt evaporativ kylning, se figur 3.5.

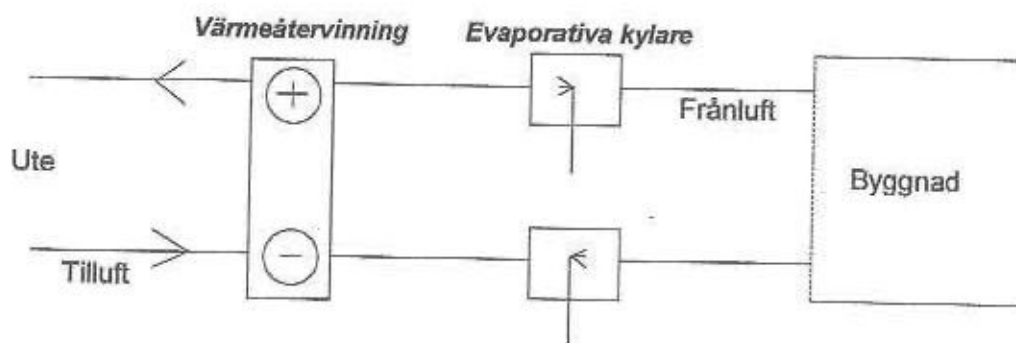


Figur 3.5 Tillståndsförändring i Mollier-diagrammet vid direkt evaporativ kylning. x är kg vatteninnehåll per kg torr luft. *The change of state for air at direct evaporative cooling. x is the water content in kg per kg of dry air.*

Den lägsta lufttemperatur som kan uppnås är luftens våta temperatur vid mättnadstillståndet. Den kallas därför ibland för kylgräns. Luftens våta temperatur är den jämviktstemperatur som en våt yta har då inget värmeutbyte längre sker mellan omgivande luft och vattnet. Detta värmeutbyte består av, om inverkan av strålning ej beaktas, konvektion och avdunstning.

Med indirekt evaporativ kylning menas att kylprocessen inte är fuktöverförande. Tilluft och uppfuktad luft passerar då istället varandra på var sin sida om en icke fuktöverförande värmesväxlare. Eftersom ingen fukt tillförs tilluften vid den indirekta evaporativa kylningen kommer enbart temperaturen hos tilluften att förändras, alltså sjunka med luftens våta temperatur som kylgräns.

I figur 3.6 visas principiellt hur ett luftbehandlingsaggregat med evaporativ kyla är uppbyggt.



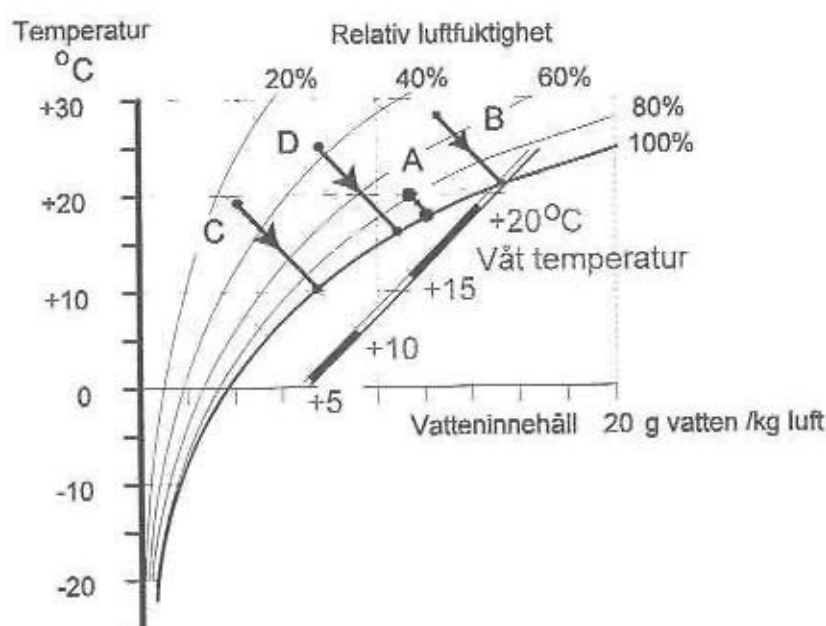
Figur 3.6 Luftbehandlingsaggregat med evaporativ kylning. *Air handling unit with evaporative cooling.*

Förutsättningen för att erhålla en stor temperatursänkning vid evaporativ kylning är att luften i begynnelsestillståndet är "varm och torr". Om syftet istället är att uppnå en låg kylgräns bör man eftersträva att luftens ingångstillstånd är "kallt och torrt". Om processen åskådliggörs i ett Mollier-diagram kommer luftens tillståndsförändring att gå parallellt med linjerna för våt temperatur, se figur 3.7.

I exempel A, där luften har relativa fuktigheten $RF=80\%$ vid torra temperaturen $t=20^{\circ}\text{C}$, är luftens våta temperatur ungefär $17,5^{\circ}\text{C}$. Detta innebär en teoretiskt maximal temperatursänkning på endast $3,5^{\circ}\text{C}$. I exempel B och C, där de relativa fuktigheterna är lägre, erhålls en teoretisk möjlig temperatursänkning på 8°C respektive 10°C . Hur stor uppfuktning som kan nås beror framför allt på fuktar-blockets area och konstruktion, samt luftens hastighet.

Ovan nämndes att luftens relativa fuktighet styr hur stor temperatursänkning som kan åstadkommas. Detta är i och för sig korrekt om endast differensen mellan före och efter uppfuktningen beaktas. Den relativa fuktigheten kan sänkas genom att enbart värma luften. Detta leder till att en större temperatursänkning fås då uppfuktning sker, men även att temperaturen efter fuktaren blir högre än i det fall då relativa fuktigheten var hög. Det beror på den nu betydligt högre ingångstemperaturen. Jämför exempel A och B i figur 3.7.

Normalt är det inte själva temperaturdifferensen som är av intresse, utan vad som vill uppnås är en så låg lufttemperatur som möjligt efter fuktaren. För att kunna få en lägre temperatur efter fuktaren än i exempel A, figur 3.7, räcker det alltså inte att bara sänka luftens relativa fuktighet. Det krävs även en minskning av luftens vatteninnehåll, helst utan att temperaturen för den skall stiger. Exempel C i figur 3.7 visar att, vid samma temperatur men vid lägre vatteninnehåll och därmed vid lägre relativ fuktighet, fås en betydligt lägre temperatur efter fuktaren än i exempel A. Exempel D visar att även en måttlig temperaturökning och fuktminskning kan ge en önskad lägre temperatur efter fuktaren.

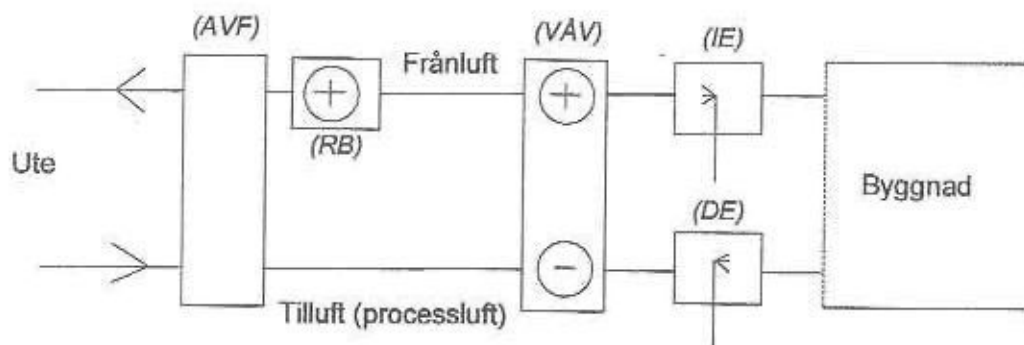


Figur 3.7 Tillståndsförändring vid direkt evaporativ kylning. *The change of state at direct evaporative cooling.*

Härav ses att för att kunna uppnå någon nämnvärd kylning av luft är det nödvändigt att på ett eller annat sätt torka bort så mycket vatten som möjligt utan att för den skull höja lufttemperaturen alltför mycket.

3.2.2 Den sorptiva kylprocessen (Desiccant Cooling)

Sorption är det gemensamma ordet för adsorption och absorption. Härav förstås att det i detta sammanhang har med upptagning av "partiklar" ur luft att göra. Dessa "partiklar" är i detta fall vattenmolekyler. Begreppet sorptiv kylning kommer ursprungligen från det engelska uttrycket Desiccant Cooling. Desiccant betyder, rakt översatt, torkmedel. Med Desiccant Cooling avses en process där luft först avfuktas varefter den sedan kyla evaporativt. Denna process benämns härefter "sorptiv kylning". Ett sorptionskylaggregat består alltså av en avfuktardel och en kylardel. Avfuktaren sänker luftens vatteninnehåll varefter luften kyla genom uppfuktning i fuktarna, se figur 3.8.



Figur 3.8 Principskiss över ett sorptionskylaggregat innehållande avfuktare (AVF), värmeåtervinning (VAV), direkt evaporationsbatteri (DE), indirekt evaporationsbatteri (IE) och ett regenereringsbatteri (RB). *Schematic over a dessicant cooling unit consisting of a dehumidification unit (AVF), a heat recovery unit (VAV), a direct evaporative unit (DE), an indirect evaporative unit (IE) and a regeneration unit (RE).*

Vid sorptionsavfuktning upptas fukten i luften av ett torkmedel. Absorption innebär att torkmedlet förändras fysiskt och/eller kemiskt när det tar upp fukt. Det hygroskopiska saltet liti-umklorid är ett exempel på ett absorberande torkmedel. När det tar upp fukt förändras molekylstrukturen. Vid höga relativa fuktigheter blir det flytande.

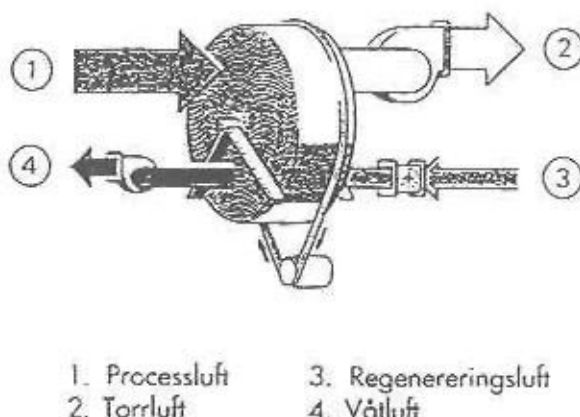
Adsorption innebär att torkmedlet inte förändras fysiskt eller kemiskt under sorptionsprocessen, vilket medför att inte någon fasändring eller utlösning av torkmedlet sker. Det som är utmärkande för ett adsorptionsmedel är att det har en fast porös struktur av mikroskopiska porer, vilket innebär att det får en extremt stor fuktupptagande yta. I de mikroskopiska porerna kommer partialtrycket för vattenångan att sjunka till ett lägre värde än vad som normalt gäller för vattenångan i luften. Vid detta lägre partialtryck kommer vattenångan att kondensera i samband med adsorptionen till porernas ytor. Exempel på adsorptionsmedel är molekylsikt och kiselgel, som även kallas silicagel.

Vid sorptionsprocessen frigörs alltid värme, som tillförs den avfuktade luften. Detta beror huvudsakligen på att när luftens vattenånga kondenserar avges värme.

För att komma undan problemet med att torkmedlet blir mättat på fukt och måste bytas ut med jämna mellanrum, kan det regenereras för att återfå sin fuktupptagande förmåga. Regenereringen går till på så sätt att värme tillförs torkmedlet för att driva bort den upptagna fukten.

Den typ av avfuktningsaggregat som förekommer i de anläggningar som för närvarande finns tillgängliga på den svenska marknaden består av en roterande avfuktarrotor med kiselgel som torkmedel. Rotorn utgör avfuktningsaggregatets fuktadsorberande del och består av en särskild matris av värmebeständigt material som bär torkmedlet. Dess struktur ger upphov till en

mycket stor yta för fuktadsorption, och ett kompakt utförande. Rotorn genomströmmas av två motriktade luftflöden, som hålls åtskilda med hjälp av tätningar. Den roterar långsamt medan den del av rotorn som exponeras för tilluft adsorberar fukt från luften och den del som exponeras för uppvärmd regenereringsluft avger den fukt som adsorberats från tilluften, se figur 3.9.



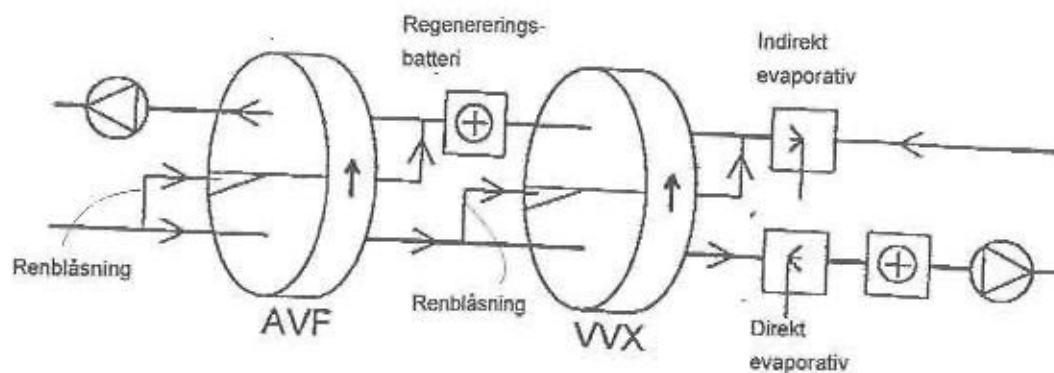
Figur 3.9 Roterande avfuktare. *Rotating dehumidifier*

Samtidigt som tilluften avfuktas, stiger dess temperatur. Detta beror dels på att kondensationsvärme tillförs tilluften, dels att rotorn fungerar som en vanlig regenerativ värmeåtervin-nare, där en del av regenereringsvärmets överförs till tilluften. Regenereringsluften tas från frånluften, som värms i ett värmebatteri (regenereringsbatteri). Värme tillförs detta regenereringsbatteri med t ex fjärrvärme.

Avfuktarrotorns fuktupptagningsförmåga är främst beroende av tilluftens relativa fuktighet. Ju högre relativ fuktighet desto högre fuktupptagningsförmåga. Dessutom är fuktupptagningsförmågan beroende av vid vilken temperatur och fuktighet regenereringen sker.

När avfuktaren används tillsammans med ett evaporativt kylsystem är det framför allt avfukta-rens förmåga att sänka tilluftens vatteninnehåll och tilluftens temperaturhöjning som är av in-teresse. Båda dessa parametrar, speciellt fuktupptagningsförmågan, är beroende av tilluftens vatteninnehåll. Även tilluftens ingångstemperatur är av viss betydelse, dock relativt marginell.

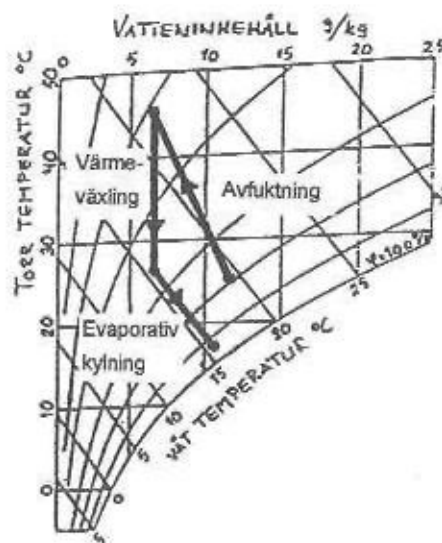
För att kunna kyla luften direkt evaporativt, i det aktuella klimatområdet, är det väsentligt att vatteninnehållet i luften är så lågt som möjligt. Om vidare temperaturen stiger allt för mycket över avfuktarrotorn blir det svårt att kyla ner denna temperaturstegring igen. Den kompletta sorptionsanläggningens principiella uppbyggnad framgår av principskissen i figur 3.10.



Figur 3.10 Principskiss över en anläggning med sorptiv kyla. *Schematic over a dessicant cooling unit.*

Som synes är anläggningen utrustad med två fuktare, en i tilluften och en i frånluften. Frånluftsfuktaren används som indirekt evaporativ kylare på så sätt att den av fuktaren kylda frånluften passerar värmexlaren, som i sin tur koler den passerande tilluften. Tilluftsfuktaren används som direkt evaporativ kylare. För att tilluften ska kunna kylas så mycket som möjligt är det nödvändigt att den är torr. Av denna anledning finns en avfuktarrotor placerad innan värmexlaren och tilluftsfuktaren. I figur 3.10 redogörs även schematiskt för hur renblåsning av de två rotorerna sker.

I figur 3.11 åskådliggörs principiellt tilluftens tillståndsförändring över ingående aggregatdelar i ett Mollierdiagram.



Figur 3.11 Principiell tillståndsförändring över aggregatdelar i luftbehandlingsanläggning med sorptiv kylning. *Schematic change of state over different units in a dessicant cooling unit.*

Som synes sker tillståndsförändringen i tre steg. Först avfuktas och uppvärms tilluften över avfuktarrotorn. Sedan sker en indirekt evaporativ kylning av tilluften över den roterande värmexlaren och till sist sker en direkt evaporativ kylning och befuktning av tilluften över tilluftsfuktaren.

Regenereringen av avfuktarrotorn ombesörjs av en luftvärmare som sitter i frånluften innan avfuktarrotorn. Denna luftvärmare behöver tillföras värme med en temperaturnivå runt 60-70 °C (frånluftens temperatur behöver höjas till ca 50 °C). Exempelvis fjärrvärme med sommartemperaturer runt 70 °C passar utmärkt för ändamålet.

I vinterfallet används både värmeväxlar- och avfuktningsrotorn för värmeåtervinning ur frånluften. Eftervärmningsbehovet blir mycket litet. Dimensionerande blir därför regenereringsbatteriets värmebehov under sommar drift.

3.2.3 Sorptiv kyla - dagsläge och utveckling

I dagsläget (mars 1998) finns ett 25-tal anläggningar med sorptiv kyla installerade och i drift i Sverige. I genomsnitt ligger den dimensionerande kyleffekten hos dessa i intervallet 100-110 kW. I Tyskland t ex finns ett 50-tal anläggningar i drift och ett flertal är under upphandling. Den stora skillnaden mellan Tyskland och Sverige, i dessa sammanhang, är att man i Tyskland kan använda gas för att producera värme till aggregatens regenereringsbatteri. I Sverige används, som tidigare nämnts, antingen billig sommarfjärrvärme eller annan spillvärme av tillräckligt hög temperatur om sådan finns tillgänglig (främst industriella tillämpningar).

De anläggningar som finns installerade idag kräver vid dimensionerande förhållanden ca 2.2-2.4 kW värme till regenereringsbatteriet per levererad kW kyla ur aggregatet. Om man talar om någon form av godhetstal där man relaterar levererad kyla i förhållande till använt värme, får man för det dimensionerande fallet ett godhetstal runt 0.40-0.45. Om man däremot talar om samma godhetstal, men relaterar detta till årsvisa energimängder, hamnar man på godhetstal runt 2. Det högre årsvisa värdet hänger samman med att man kan avbryta avfuktningen av tilluften när tillfört värme till regenereringsbatteriet kommit ner till ca 30-35% av dimensionerande värde.

Vid minskande kylbehov sjunker värmebehovet till regenereringsbatteriet snabbare än kylbehovet. Normalt har man vid ca 65% dellast kyla ett värmebehov till regenereringsbatteriet som är ca 1 kW värme per 1 kW levererad kyla.

Storleksmässigt är det idag möjligt att leverera 190-200 kW kyla per sorptivt aggregat.

Att investera i ett sorptivt kylaggregat kostar idag SEK 7500-8000 per kW kyla. I dessa kostnader ingår aggregatet ställt på plats inklusive all styr- och regler installerad.

Vad gäller utvecklingen av sorptiv kyla kommer man att ligga kvar på i stort sett samma nivåer vad gäller behovet av värme för att producera en given mängd kyla. Det man istället tittar närmare på är möjligheter att reducera elbehovet till fläktarna i aggregatet. Eftersom man i ett sorptivt aggregat har fler komponenter luften skall passera genom än i ett konventionellt, kommer tryckfallen att bli större varvid behovet av el till fläktar ökar. Idag pågår utvecklingsarbete för att kunna reducera fläktarnas elanvändning.

Fram till helt nyligen har det bara funnits en svensk leverantör av sorptiva kylaggregat, nämligen ABB Fläkt. Nu har även Munters Components tagit fram ett aggregat. Att ha fler än en

aktör på marknaden kommer att sannolikt att medföra ökad konkurrens med lägre priser på sikt och även en ökad press på utvecklingen av tekniken. Vilka prisnivåer man kan hamna på några år fram är väldigt svårt att spekulera i, eftersom prisnivåerna kommer att vara beroende av hur många aggregat som leverantörerna får sälja. Det finns dock anledning att tro att man från dagens nivå kan reducera priserna avsevärt, med tanke på att priserna idag speglar den brist på konkurrens som rått.

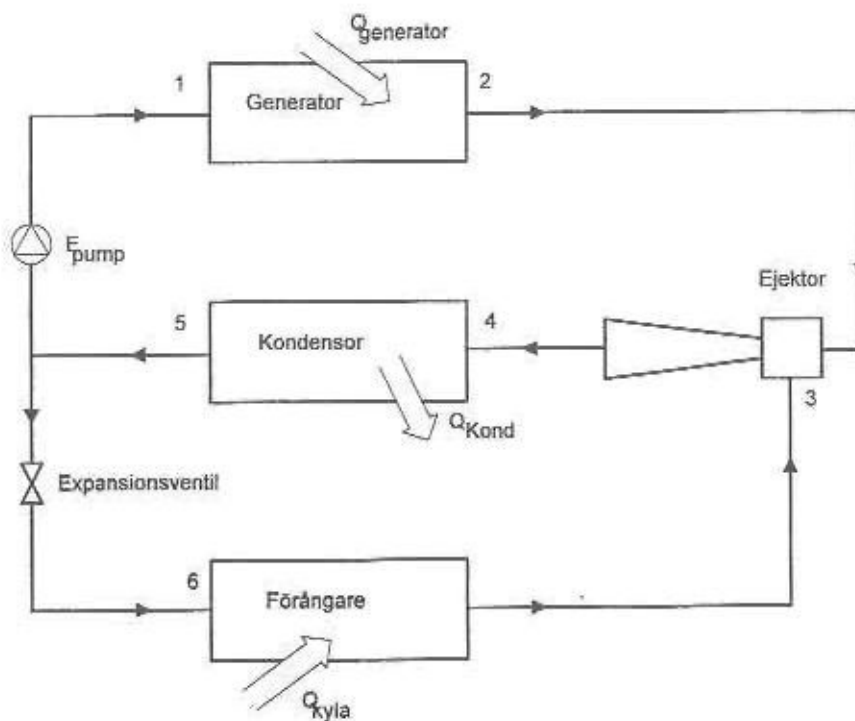
3.3 Ejektorkyla

Tekniken för värmedrivna kylprocesser är starkt fokuserad kring absorptionsprocessen, men det finns även andra tekniker att utnyttja spillvärme för kylproduktion. En sådan teknik är att använda en ejektordriven kylprocess. Ejektorkylning utvecklades kring sekelskiftet och användes tidigt för luftkonditioneringsändamål. Med tiden har tekniken även kommit till viss industriell användning främst inom cellulosa- och pappersindustrin samt textil- och livsmedelsindustrin [15]. Ett av de vanligast förekommande arbetsmedium för ejektorkylprocesser är vatten. Fördelen med vatten är att den har ett högt ångbildningsvärme. En nackdel däremot är den mycket höga volymiteten vid vanligt förekommande förångningstemperaturer. Den höga volymiteten medför att anläggningarna blir mycket stora, vilket begränsat dess användning.

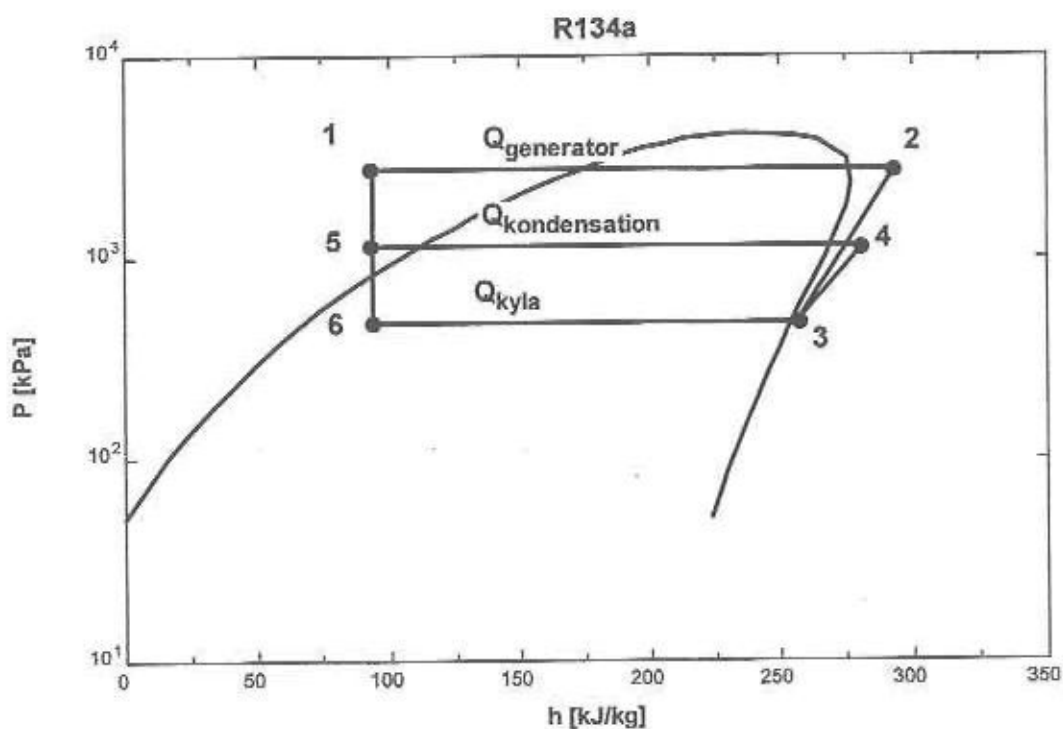
Tekniken har utvecklats och numera finns en mängd olika flerstegsanläggningar som arbetar med medier som möjliggör anläggningar med mindre dimensioner. Tekniken används trots detta inte i någon större omfattning, främst på grund av förbättrade verkningsgrader och ett förhållandevis lågt pris på konventionella kompressorer i kombination med en god tillgång på el. Ett intressant projekt har nyligen startats vid institutionen för energiteknik, avdelningen för tillämpad termodynamik och kylteknik på KTH, där olika tillämpningar och varianter av ejektorkyla kommer att undersökas. I detta projekt kommer flera olika arbetsmedier och värmekällor att behandlas. Bland annat kommer möjligheten att utnyttja spillvärme från förbränningsmotorer att undersökas.

3.3.1 Kylprocessen

Den schematiska uppbyggnaden av en enstegsanläggning visas i figur 3.12. I generatoren genereras ejektorns drivånga. Drivången leds till ejektorn där den expanderar genom ejektorns lavalldysa. Det låga tryck som orsakas av expansionen medför att ånga från förångaren kommer att sugas in i ejektorn och blandas med drivången. Efter ejektorns diffusor har trycket på ångblandningen åter höjts och blandningen leds in i en kondensor där mediet kondenserar. Vätskan delas sedan i två grenar. Den ena grenen återför mediet till generatoren, efter tryckökning i en pump. Den andra grenen återför vätska till förångaren, efter trycksänkning i en expansionsventil. Kylprocessen kan delas upp i två delcykler där den ena cykeln definieras av medieflödet genom ånggeneratoren. I figur 3.12 beskrivs denna cykel av punkterna 1-2-3-4-5-1. Den andra cykeln som definieras av medieflödet genom förångaren beskrivs av punkterna 6-3-4-5-6. Det enda mekaniska arbete som måste tillföras processen är pumparbetet. I figur 3.13 åskådliggörs processen i ett tillståndsdiagram.



Figur 3.12 Enkel ejektorprocess/Ejector refrigeration cycle



Figur 3.13 Tillståndsdigram för ejektorprocessen/Pressure-enthalpy diagram

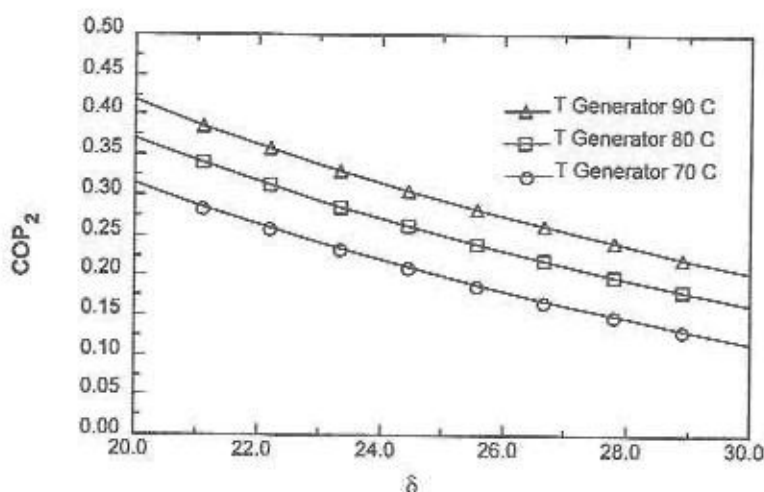
Processens godhetstal (COP_k) kan beräknas som kvoten mellan erhållen kyleffekt och tillfört arbete.

$$COP_k = \dot{Q}_{kyla} / (\dot{Q}_{generator} + \dot{E}_{pump}) \quad [13]$$

I definitioner av COP är det inte brukligt att blanda mekaniskt arbete med tillförd värme, men det görs i detta fall då pumparbetet är att anse som väsentligt mindre än den tillförda värmen.

3.3.2 Prestanda

I ett försök att exemplifiera uppnåbar prestanda för en enkel ejektorprocess har ett simuleringsprogram tagits fram av institutionen för energiteknik, avdelningen för tillämpad termodynamik och kylteknik på KTH. Utgångspunkten för de simuleringar som utförts har varit att efterlikna en realistisk anläggning med R134a som köldmedium och en tillgänglig värmeeffekt på 1MW. Resultaten från simuleringarna redovisas i figur 3.14 och figur 3.15. COP har beräknats för ånggenerering vid tre olika temperaturer (70°C, 80°C och 90°C). Vid simuleringarna har förångningstemperaturen hållits konstant (5°C) emedan kondenseringstemperaturen varierat mellan 25°C-35°C. Av resultaten som visas i figur 3.14 framgår att det är av stor betydelse att generera drivånga vid en hög temperatur och att minimera temperaturdifferensen mellan förångaren och kondensorn. Simuleringarna visar också att det är fullt möjligt att driva en enkel ejektorprocess vid vanligt förekommande fjärrvärmtemperaturer.



Figur 3.14 Köldfaktor för ejektorprocess/COP ejector refrigeration cycle

Övriga driftparametrar för simulering:

Överhettning i förångare 5 K Underkylning i kondensor 5 K

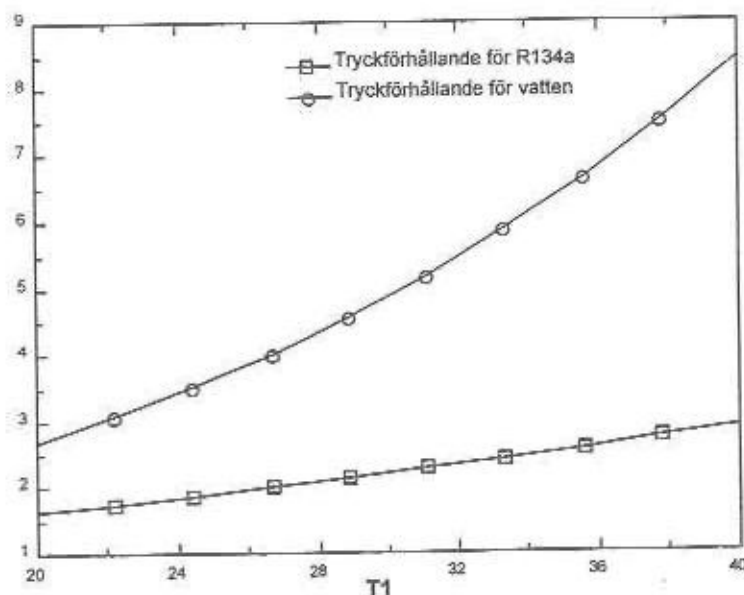
δT = Kondenseringstemperatur - Förångningstemperatur

λ = isentropisk verkningsgrad för expansion $\times$ isentropisk verkningsgrad för kompression = 0.7

3.3.3 Något om termofysikaliska egenskaper

Valet av arbetsmedium föregås av en analys av hur mediet kommer att uppträda i den aktuella tillämpningen. Av speciellt intresse är det tryckförhållande som ejektorn måste upprätthålla mellan förångaren och kondensorn. Allmänt gäller att ju högre tryckförhållandet är, desto

högre drivångflöde erfordras. I figur 3.15 visas tryckförhållandet för vatten respektive R134a som funktion av kondenseringstemperaturen. Förångningstemperaturen i nedanstående fall är ansatt till 5°C.



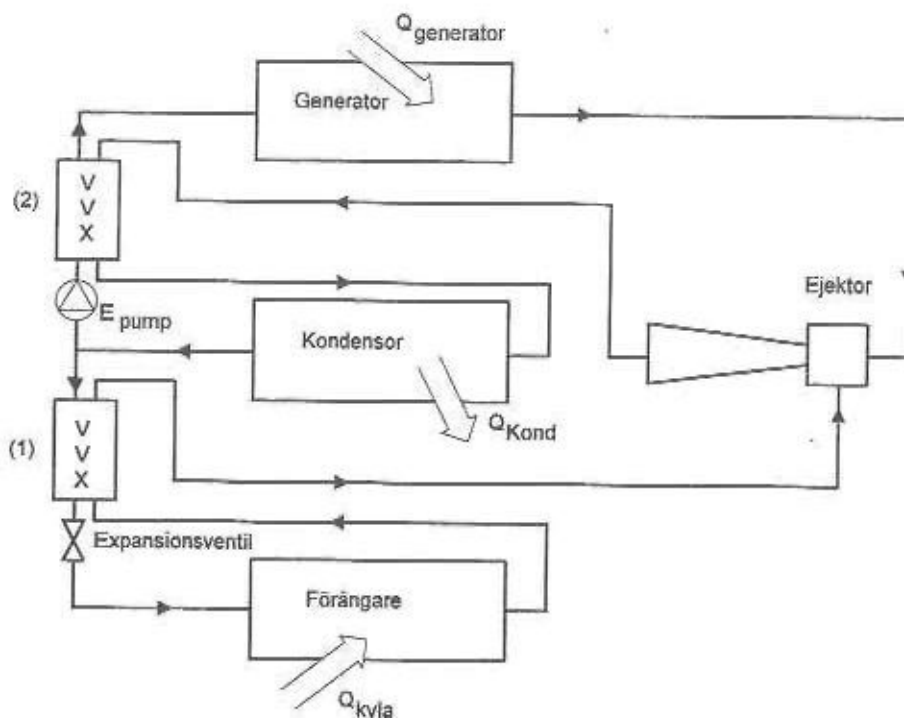
Figur 3.15 Tryckförhållande som funktion av kondenseringstemperaturen/Pressure ratio-condensation temperature

Vid konstruktionen av ejektorn är det erforderliga volymflödet av sugången en viktig parameter. Ett litet volymflöde möjliggör en kompakt konstruktion emedan ett stort volymflöde kräver en stor konstruktion. För en given kyleffekt och förångningstemperatur kan detta volymflöde beräknas. För att åskådliggöra skillnaden mellan vatten och R134a har detta ångflöde beräknats för en tänkt anläggning med 1 MW kyleffekt och varierande förångningstemperatur.

Förångningstemperatur [°C]	Volymflöde [m ³ /s] Vatten	Volymflöde [m ³ /s] R134a
3	67,372	0,318
4	63,064	0,308
5	59,066	0,299
6	55,352	0,291

3.3.4 Förbättrade kopplingsprinciper

Ett enkelt sätt att öka kyleffekten och minska behovet för värmegenereringen är att utrusta anläggningen med en suggaskylare (1) i figur 3.16 och en hetgasvärmväxlare (2) i figur 3.16. I suggaskylaren kylv det förångade köldmediet det utgående kondensatet innan expansionsventilen. Detta förfarande innebär att underkylningen ökar och därmed ökar också kyleffekten. I hetgasvärmväxlaren låter man den utgående medieströmmen från ejektorn förvärma köldmedievätskan innan ånggeneratorn. På detta sätt minskas behovet av tillfört värme.



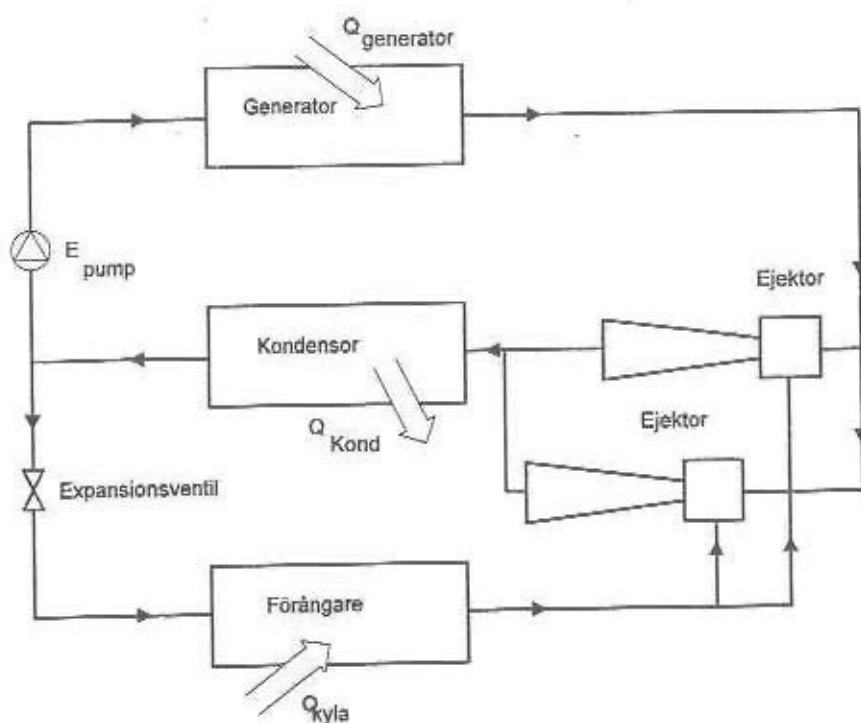
Figur 3.16 Förbättrad ejektorprocess/Enhanced ejector refrigeration cycle

3.3.5 Flerstegsanläggningar

I anläggningar där en stor temperatursänkning av köldbäraren önskas medför en uppdelning av kylningen i flera steg med flera ejektorer att drivångförbrukningen minskas[16]. Uppdelningen medför också möjlighet till en enkel kapacitetsreglering genom att koppla in flera ejektorer. En tekniskt optimal lösning medför att graden av komplexitet ökar varför valet av kopplingsprincip ofta innebär en avvägning mellan det å ena sidan tekniskt optimala och å andra sidan enkelhet i konstruktionen. Nedan visas exempel på två enkla kopplingsprinciper av flera ejektorer. I praktiken förekommer ofta en kombination av dessa inkopplingsprinciper.

3.3.6 Parallellkoppling

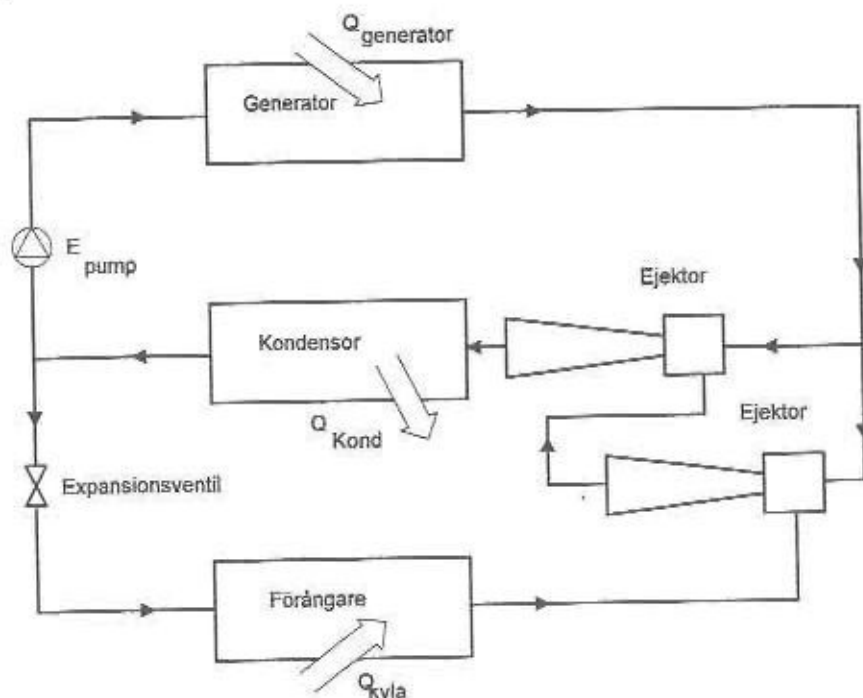
Den enklaste typen av parallellkoppling innebär att två eller flera ejektorer kopplas parallellt efter förångaren. Ejektorena kopplas sedan till en gemensam kondensor. Denna kopplingsprincip möjliggör att man enkelt kan reglera kylkapaciteten genom att koppla ur en av ejektorerna. I figur 3.17 visas ett kopplingschema med två parallellkopplade ejektorer.



Figur 3.17 Parallellkoppling av ejektorer/Parallell ejector refrigeration cycle

3.3.7 Seriekoppling

I anläggningar med en stor tryckdifferens mellan förångningstemperatur och kondenserings-temperatur kan ångförbrukningen minskas genom att låta tryckstegringen ske med två eller flera seriekopplade ejektorer. I figur 3.18 visas schematiskt hur två ejektorer kan seriekopplas.



Figur 3.18 Enkel tvåstegsanläggning/Two stage ejector refrigeration cycle

3.3.8 Ejektorkyla i fjärrvärmenät - framtida möjligheter

Potentialen för ejektorkyla i fjärrvärmenät är svår att uppskatta i dagsläget. I litteraturstudien har inga större anläggningar med ejektor för produktion av fjärrkyla påträffats. Dimensionering och kostnadsbedömning för ejektoranläggningar kräver ingående analys av aktuell tillämpning. En sådan analys med påföljande beräkningar och uppskattning av kostnader inryms inte i denna studie. Av studien framgår dock att ejektorkyla prestandamässigt mycket väl kan konkurrera med den betydligt mer etablerade absorptionskylan. Aktuella fjärrvärmetemperaturer kan användas för ånggenerering till ejektorprocessen. Det är därmed fullt möjligt att koppla en ejektorprocess till ett konventionellt fjärrvärmenät. En förutsättning är att det finns god tillgång på billig värme under sommarhalvåret. En annan förutsättning för god driftsekonomi är att det måste finnas möjlighet att kyla bort kondensorvärmets vid lämplig temperatur. Tillgång och närhet till vattendrag ökar därmed möjligheterna för ejektorkyla.

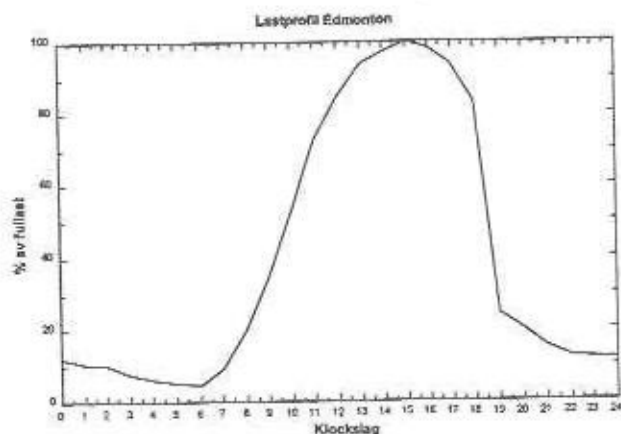
Avsaknaden av större anläggningar beror till stor del på den inom området eftersatta forskningen. "Billig" konventionell kompressorkyla i kombination med låga elkostnader har fram till nu fått kompressorkyla att framstå som överlägsen övrig teknik i de flesta tillämpningar. I en tid med stor osäkerhet kring elkostnadernas prisutveckling riktas mer intresse åt alternativ kylproduktion. Ejektorkyla framstår som ett möjligt alternativ, men ur forskningssynpunkt kvarstår dock en del frågeställningar. De problem som tilldrar sig starkast intresse är val av köldmedium och lämplig kopplingsteknik. Det nyligen uppstartade ejektorkylprojektet på KTH är ett led i ökningen av kompetensen inom teknikområdet.

4 KYLLAGRING

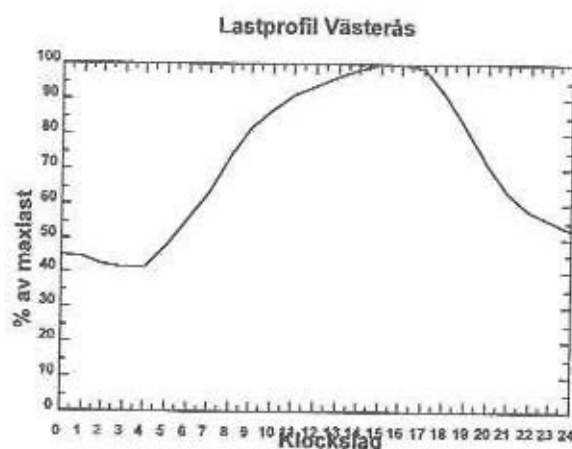
Signifikant för kylanläggningar i Sverige är att maxlasten endast uppträder några få dagar under ett par sommarveckor. I en konventionell kylanläggning med eldrivna kompressorer utan lager, utnyttjas därmed maxeffekten under ett fåtal tillfällen per år och ägaren får betala ett högt pris för en effekt som sällan utnyttjas. Om kylanläggningen istället utrustas med ett lager kan kyla genereras under låglastperioder och möta höglastperioder med lagrad kyla. På så sätt kan ofta installerad effekt begränsas och kompressions kylanläggningen kan utnyttja lägre eltaxor under låglastperioder. Lagret kan också utgöra en försäkring av kylleverans under kortare driftsstopp. Ju högre kvoten mellan maxlast och medellast är desto mer lönsamt blir det med ett lager. I anläggningar där kyllasten ökat efter byggnationen kan ett lager ofta utgöra ett attraktivt alternativ till en nyinvestering i extra kylmaskinskapacitet. I detta avsnitt följer en beskrivning av underlag som krävs för val av lagertyp, olika lagringsstrategier och en beskrivning av olika lagertyper.

4.1 Underlag för val av kylager

Vid lagring av energi talar man om olika lagringscykler. En lagringscykel omfattar laddning och urladdning av lager. Innan kylskåp blev var mans egendom var säsongslager av is vanligt förekommande, men numera är lagringscykler om ett dygn vanligast i kylsammanhang även om det förekommer både kortare och längre lagringscykler. I värmesammanhang är olika typer av lågtempererade säsongslager i berggrund och akviferer vanligt. Dessa lager används ofta i värmepumpanläggningar för att erhålla en värmekälla vid lämplig temperatur. Ett första steg vid bestämning av lagringsstrategi är att ta fram en lastprofil för kylobjektet. Om lagret skall försörja ett helt nät måste alla kylobjekt kartläggas och eventuell sammanlagringsfaktor uppskattas. I ett stort nät omfattande många fastigheter kan förfarandet förenklas något genom att ta fram lastprofiler för ett antal typfastigheter. De olika typfastigheternas lastprofiler superponeras sedan för att simulera nätets totala lastprofil. I figur 4.1 visas en generaliserad lastprofil från Edmonton [2]. Eftersom klimatet i Edmonton överensstämmer relativt väl med svenska förhållanden så kan detta system jämföras med svenska förhållanden.

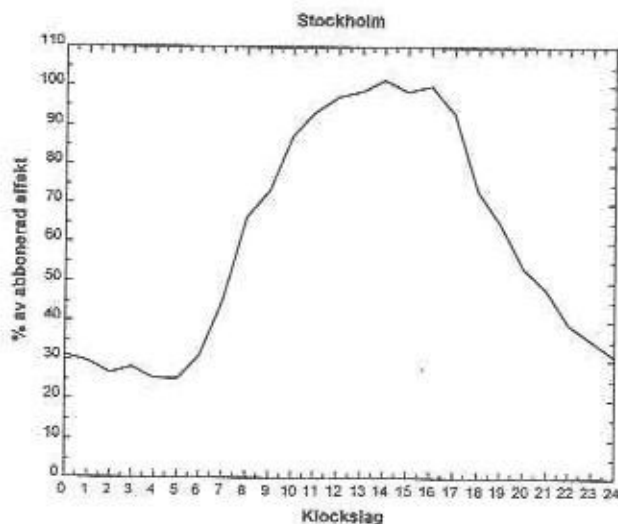


Figur 4.1 Lastprofil för Edmonton/*Load profile Edmonton*



Figur 4.2 Lastprofil Västerås/*Loadprofile Västerås*

Mätningar utförda under 1993-1994 på fjärrkylnätet i Västerås visar en något mindre spetsig profil (figur 4.2) [1]. En förklaring till skillnaden kan vara olika driftsätt för klimatanläggningarna. Om klimatanläggningarna stängs av då verksamheten i lokalerna upphör kommer många byggnader att värmas upp under återstoden av dygnet. På morgnarna kommer byggnaderna därmed att ha ett upplagrat kylbehov och lastprofilen får ett spetsigt utseende. Om man istället låter kylleveransen fortgå en viss tid då ingen verksamhet pågår i lokalerna kan kyla lagras i byggnadsstommen. Det senare alternativet ger en mindre spetsig lastprofil. En byggnads förmåga att lagra energi är beroende av byggnadens tyngd och byggnadsmaterialets värmekapacitet. Vid utvärdering av mätdata från fjärrkylnätet i Stockholm under det varmaste dygnet 1995 [9] erhöles en profil liknande den i Västerås. Den erhållna lastprofilen från denna utvärdering visas i figur 4.3.



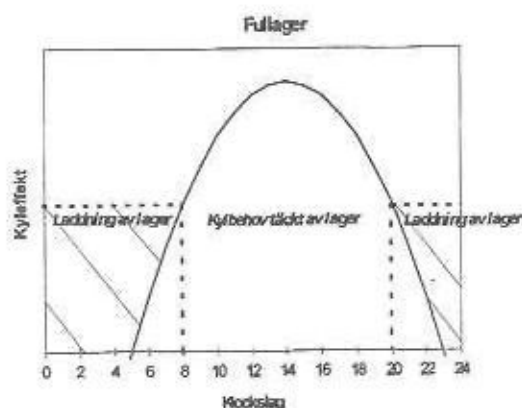
Figur 4.3 Lastprofil för Stockholm/*Loadprofile Stockholm*

4.2 Lagringsstrategier

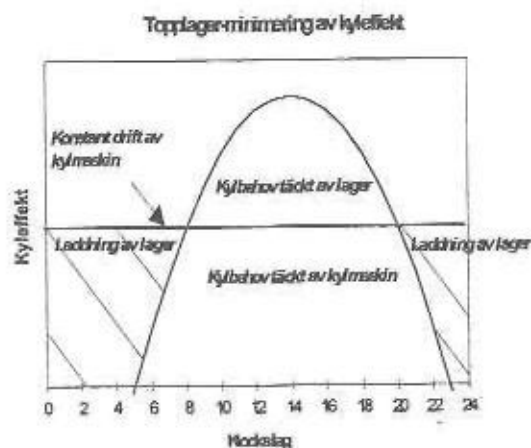
Kyllagring sker efter olika strategier beroende på de förutsättningar som gäller för den aktuella anläggningen. Lastprofil och eltariffernas sammansättning är egenskaper som påverkar val av lagringsstrategi. I områden med stor skillnad mellan hög- och lågtaxa finns

det stor anledning att flytta kylproduktionen från dygnets höglastperioder till låglastperioder. I andra fall där kylmaskiner med hög effekt är extremt dyra används istället en lagringsstrategi för att minimera installerad effekt.

De olika lagringsstrategierna kan generellt indelas i fullagringsstrategi och topplagringsstrategi. I en anläggning med fullagerstrategi dimensioneras lagret för att täcka hela kylbehovet under hela eller del av dygnets höglastperiod (figur 4.4). Kylmaskinen laddar lagret under låglastperioden. Fullagerstrategi kräver stor lagringskapacitet och relativt stor kyleffekt, men å andra sidan är dessa system relativt enkla att reglera. Denna strategi blir mest ekonomisk i områden med starkt differentierade eltariffer över dygnet.



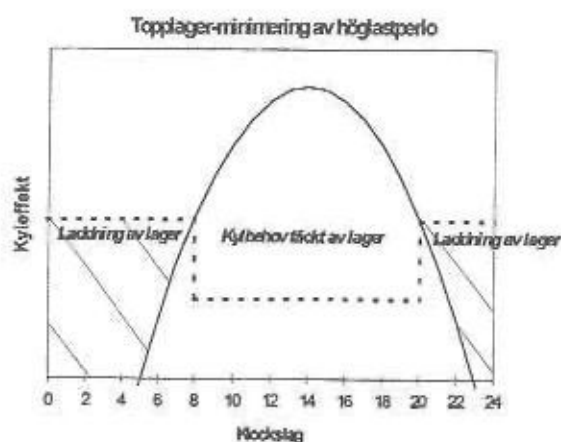
Figur 4.4 Fullager/Full storage



Figur 4.5 Topplager-minimering av kyleffekt/Partial storage-load leveling

Vid topplagring skiljer man på om lagret dimensionerats för att minimera installerad effekt (se figur 4.5) eller om lagret dimensionerats för att minimera drift under dygnets höglastperioder. Vid topplagring för minimerad effekt går kylmaskinen för full effekt under hela det dimensionerande dygnet. Under den del av dygnet då kyllasten är mindre än kylproduktionen laddas lagret med överskottet. Lagret urladdas sedan då kyllasten är högre än den maximala kylproduktionen. Strategin är speciellt lönsam då lasttopparna är väsentligt högre än genomsnittslasten eller om lasttopparna uppträder under korta perioder. I system där man i

efterhand kopplat in en högre kylkast kan ökningen i vissa fall mötas med ett topplager. Dyra nyinvesteringar i form av nya kylmaskiner med högre effekt kan därmed undvikas. En variant av denna strategi är topplager med dimensionering för minimering av höglasterperiod. Med denna metod kan driftskostnaden minskas genom ett lägre effektuttag under höglasterperioden.



Figur 4.6 Topplager-minimering av höglasterperiod/*Partial storage-demand limiting*

4.3 Vattenlager

Skiktade vattentankar är allmänt ansett som den enklaste och effektivaste formen av kylager. I andra typer av vattenlager skiljer man det varma vattnet från det kalla genom att använda flera tankar, använda ett membran eller labyrinter och bafflar. I denna överblick beskrivs naturligt skiktade tankar.

Skiktade vattentankar

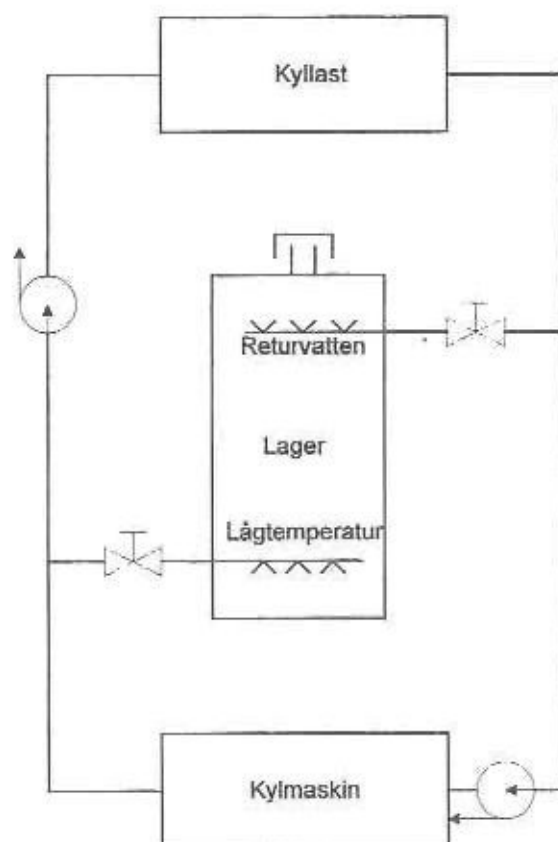
I skiktade vattentankar utnyttjar man vattnets densitetsskillnader vid olika temperaturer. Under laddning tillförs kylt vatten (vanligtvis 4-7°C) till tankens nedre del via diffusorer. När det kalla vattnet tillförs kommer varmare vatten att släppas ut vid tankens övre del. Tack vare att vattnets densitet är som högst vid +4°C kommer det tillförda vattnet under laddning att lägga sig vid botten och det varmare vattnet att flyta ovanför. Det inneslutna vattnet skiktas sig och bildar ett språngskikt i tanken. Detta språngskikt som kallas termoklin separerar det varma från det kalla vattnet.

Då lagret laddas ur tillförs det kalla vattnet till nätets framledning och vatten från nätets returledning ersätter den urladdade volymen via tankens övre del. Det är av största vikt att minimera termoklinens volym eftersom denna minskar lagrets kapacitet. Genom att tillföra vattnet till lagret med väl anpassade diffusorer erhålls en låg strömningshastighet och vattnets omblandningstendenser minimeras. En hög temperaturdifferens för nätet bidrar också till att minimera termoklinens volym.

Beroende på vattnets densitetsmaximum vid 4 °C kan ett konventionellt vattenlager inte laddas med en temperatur lägre än 4 °C. Om tanken laddas med vatten vid en lägre temperatur kommer detta vatten att stiga och förstöra den naturliga temperaturskiktningen i

tanken. Ett sätt att kringgå denna begränsning är att tillföra additiver som sänker temperaturen för en vattenlösningens densitetsmaximum. I en undersökning [7] av de ekonomiska konsekvenserna för en sådan lösning visar resultatet på att kostnaderna för additiverna och den sänkta förångningstemperaturen överstiger de volymsbesparingar som kan göras.

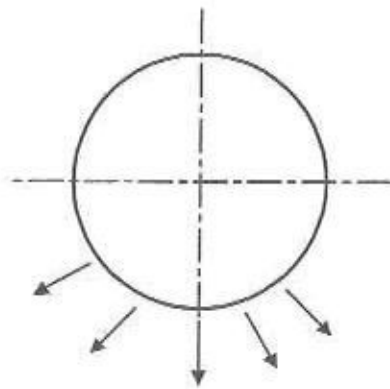
Ett laddat lager kommer efter hand att förlora kylkapacitet genom värmeinläckning från omgivningen. Efter en viss tid erhåller hela tanken en oanvändbar temperatur. Skiktade vattentankar är oftast utformade som flatbottnade cylindertankar. Cylindertankar tar upp mindre golvyta och har en mindre värmeavgivande area än rektangulära tankar. För cylindriska tankar erhålls det lägsta area/volym förhållandet då diameter är lika med höjden, men eftersom termoklinens vertikala utbredning är tämligen oberoende av diametern så väljs i allmänhet en högre höjd. Ett högt lager bidrar även med trycksättning av nätet.



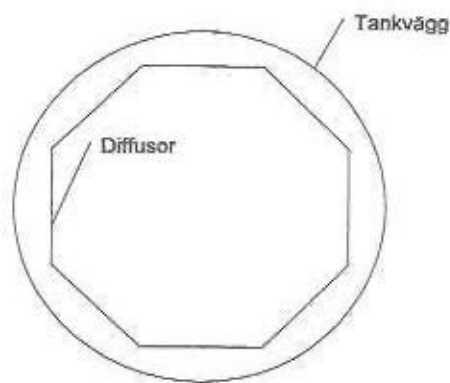
Figur 4.7 Skiktat vattenlager/*Stratified water tank*

Diffusorer

För att minimera omblandningen av vattnet i tanken utformar man diffusorer så att de ger minimal turbulens i strömningen under laddning och urladdning av lagret. I cylindriska tankar utformas ofta diffusorerna i form av oktagonformade rörslingor (se figur 4.8 och 4.9).



Figur 4.8 Tvärsnitt diffusor/*Diffuser cross section*



Figur 4.9 Oktagonformad diffusor/*Octagon diffuser*

Vattentankens erforderliga volym beror av den önskade energimängden, nätets temperaturdifferens och tankens verkningsgrad. Tankens verkningsgrad benämns "figure of merit" (FOM) och är definierad som den erhållna energimängden vid urladdning i förhållande till den maximalt teoretiskt möjliga energimängden. För väl isolerade och väl skiktade tankar beräknas FOM till 0.85-0.9. Vid dimensioneringsberäkning av vattentank bör FOM antas till ett verkligt uppmätt värde för en liknande tank. Erforderlig volym ges av

$$V = \frac{Q \cdot 3600}{\Delta t \cdot \rho \cdot c_p \cdot FOM}$$

$$V = \text{volym (m}^3\text{)}$$

$$Q = \text{energimängd (kWh)}$$

$$\Delta t = \text{total temperaturdifferens (K)}$$

$$\rho = \text{köldbärarens densitet (kg / m}^3\text{)}$$

$$c_p = \text{specifikkvarmekapacitet (kJ / kg K)}$$

$$FOM = \text{figure of merit}$$

Känslighetsanalys av lagervolym

Av ovanstående formel framgår att lagervolymen är starkt beroende av nätets totala temperaturdifferens. Samma mängd lagrad kylenergi ger alltså olika lagervolymer beroende på systemets temperaturdifferens. Den totala investeringen för lagret är i sin tur beroende av lagerstorleken. För att ge en överskådlig bild av erforderlig lagervolym visas i nedanstående tabell erforderlig lagervolym vid olika temperaturdifferenser och lagrad kylenergi.

Tabell 4.1 Lagervolym/Storage volume

I tabellberäkningarna har FOM=0,9 använts

Temperaturdifferens [K]	Kylenergi [MWh]	Lagervolym [m ³]
5	45	8604
6	45	7170
7	45	6146
8	45	5378
9	45	4780
10	45	4302
11	45	3911
12	45	3585
5	60	11472
6	60	9560
7	60	8194
8	60	7170
9	60	6373
10	60	5736
11	60	5215
12	60	4780

En uppskattning av investeringskostnaden för ett större vattenlager är svår att göra då varje anläggning är unik och olika förutsättningar föreligger. Val av diffusor, ev membran, styr- och reglersystem och lokalisering av lagret har stor inverkan på den totala investeringskostnaden. En större amerikansk undersökning från 1995 [19] omfattande 57 större vattenlager har tagit fram en genomsnittlig investeringskostnad på \$25/kWh lagrad kylenergi. Denna kostnad kan användas för att få en uppfattning av investeringens storleksordning.

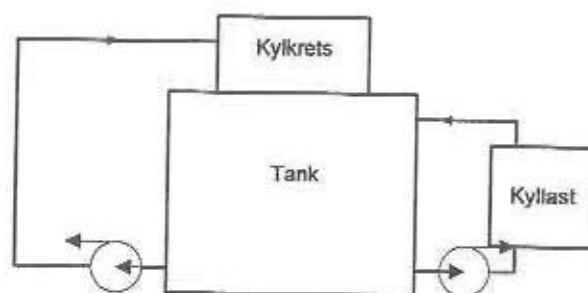
4.4 Islager

En annan form av kylager är islager. I ett islager utnyttjar man det höga smältvärmnet (335 kJ/kg) för is. Volymen för ett islager kan därmed göras betydligt mindre än ett vattenlager och framstår i vissa anläggningar som den enda möjliga typen av kylager. En stor nackdel med islager är att kylmaskinen måste dimensioneras för lägre förångningstemperaturer. Laddningen av lagret kräver därmed mer energi än motsvarande vattenlager och dessutom blir själva lagret mer komplicerat än ett vattenlager. En ekonomisk jämförelse mellan vattenlager

och islager [7] visar på att vattenlager med dess enkla teknik ger lägst LCC (life cycle cost) för anläggningar i USA. Islager med fullagerstrategi är den metod som eventuellt kan konkurrera med vattenlager. Denna metod medför visserligen en hög investeringskostnad men en låg driftskostnad och kan därför utgöra ett konkurrenskraftigt alternativ för anläggningar med lång varaktighet för kylbehovet. Nedan följer en kort beskrivning av några olika tekniker för islager.

Isskörning

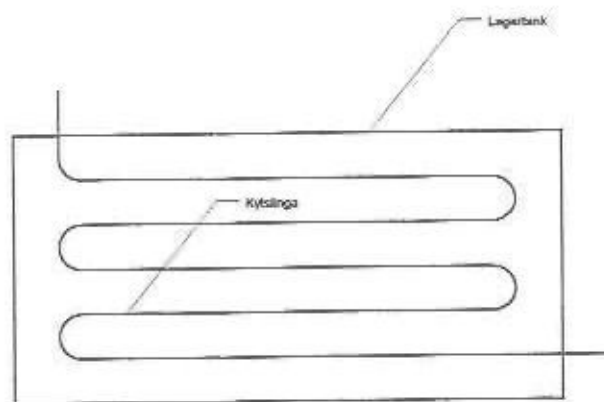
Under laddning av en anläggning av isskörningstyp låter man vatten frysa på kylda ytor och då isen vuxit till en lämplig tjocklek avskiljs den och lagras i en tank. Isen avskiljs genom att cirkulera en varm gas över ytan varvid isen närmast ytan smälter och isen faller ner i tanken. Ett fulladdat lager innehåller is och nollgradigt vatten. Principen säkerställer en urladdningstemperatur på noll grader tills dess att större delen av isen är smält. Då isen har smält och vattentemperaturen i tanken ökar cirkuleras vattnet även över kylkretsen. När byggnadens kyllast minskar och tankens vattentemperatur börjar sjunka igen kommer förångningstemperaturen att minska och isbildningen tar åter fart. I isskörningssystem används öppna tankar varför man ofta måste isolera byggnadens distributionssystem från lagret eftersom det annars finns stor risk för korrosion. Korrosionsrisken beror av att vattnet kommer att syresättas genom den ständiga cirkulationen i den öppna tanken.



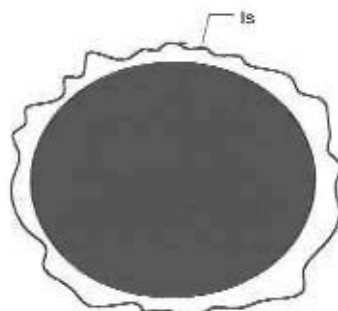
Figur 4.10 System för isskörning/*Ice harvesting system*

Utvändig smältning av is på rörslingor

En annan typ av islager är utvändig smältning av is på rörslingor. I denna metod används en vattenfylld tank med en inbyggd rörslinga. I rörslingan cirkuleras köldmedium eller en köldbärare varvid is kommer att bildas på utsidan av rören. Under urladdning av lagret cirkuleras varmt returvatten genom tanken och isen kommer att avsmälta. Under laddningen av lagret låter man vanligen isen växa till en tjocklek av 40-65mm. Ju tjockare is desto lägre förångningstemperatur och därmed högre driftskostnad. Vid överladdning av denna typ av lager kan isbryggor bildas och orsaka spänningar på rörslingorna. Omfattande isbryggor kan påverka vattenströmningen under urladdning och därmed försämra värmeöverföringen. En nackdel med utvändig smältning är att det finns risk för korrosion då det i tanken cirkulerande vattnet kommer att syresättas.



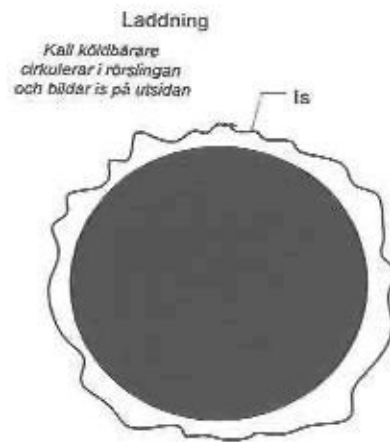
Figur 4.11 Utvändig smältis tank/*External melt storage tank*



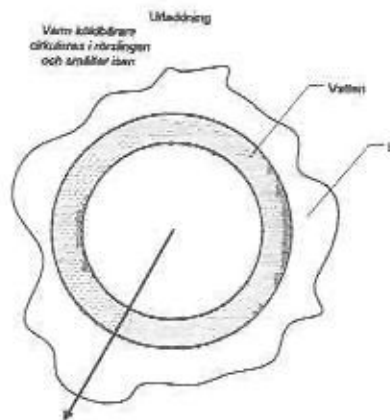
Figur 4.12 Tvärsnitt av rör med utvändig is/*Cross section of ice on coil*

Invändig smältning av is på rörslingor

Vid invändig smältning av is använder man sig av en köldbärare för laddning och urladdning av lagret. Vid laddning cirkulerar en köldbärare vid (-6 till -3°C) i en vattenfylld tank. Is bildas på utsidan av rörslingan. Vid urladdning låter man den varma köldbäraren cirkulera i rörslingan och kylas av den på rören smältande isen. Systemet utförs med lagret kopplat i serie med en kylmaskin. Om lagret kopplas in före kylmaskinen förkyler lagret köldbäraren. Därefter säkerställer kylmaskinen rätt framledningstemperatur. Denna kopplingsprincip ger en garanterad nivå på framledningstemperaturen men till en högre driftskostnad eftersom kylmaskinen kommer att arbeta med en lägre förångningstemperatur. Om systemet kopplas med lagret efter kylmaskinen kan man erhålla en bättre driftekonomi, men utan den goda kontrollen på framledningstemperaturen.



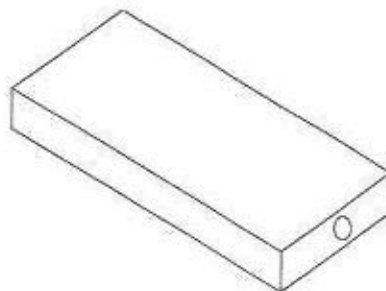
Figur 4.13 Laddning av islager/*Loading of ice storage*



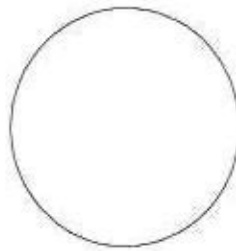
Figur 4.14 Urladdning av islager/*Discharge of ice storage*

Inkapslad is

Ytterligare en variant av islager är inkapslad is. Plastbehållare fylls med vatten och fryses i en tank med en cirkulerande köldbärare. Under urladdning cirkuleras den varma köldbäraren genom tanken med isbehållarna. Plastbehållarna kan ha formen av kulor eller plattor liknande vanliga kylklampar. Behållarna är gjorda av en polyetenplast som klarar expansionen under frysningen och är fyllda med avjoniserat vatten.



Figur 4.15 Behållare för inkapsling av is/*Container for encasulated ice*



Figur 4.16 Behållare för inkapsling av is/*Container for encasulated ice*

De sfäriska behållarna inordnar sig så att köldbäraren fritt kan strömma förbi varje behållare. Plattorna däremot måste packas för hand på så sätt att varje platta kan avge sitt smältvärme till den cirkulerande köldbäraren. I ett system med inkapslad is kopplas tanken vanligtvis i serie med en kylmaskin. Om lagret placeras före kylmaskinen kommer den att arbeta med en lägre förångningstemperatur än om lagret varit placerat efter kylmaskinen. Denna inkoppling medför dock att konstant framledningstemperatur kan säkerställas oberoende av lagrets status.

4.5 Andra Fasändringsmaterial

En metod som undviker de låga förångningstemperaturerna vid inkapsling av is, men utnyttjar ett högt smältvärme är användandet av så kallade PCM (phase change materials). I denna metod används vanligen material som har en smältpunkt över noll grader celsius. Materialet innesluts i en behållare på samma sätt som is kapslas in. PCM behållarna innesluts sedan i en tank och laddning respektive urladdning sker på samma sätt som vid inkapsling av is.

Det finns en rad olika tänkbara material med smältpunkt inom det intressanta temperaturintervallet för kyltillämpningar. Vanligast är paraffiner och så kallade eutektiska salter. För att konkurrera med vattenlager måste ett PCM material ha ett smältvärme på minst 100 (kJ/kg)[18]. Detta motsvarar ungefär en temperaturändring på 25 grader för vatten.

Ett problem med eutektiska salter är att behållarna måste underkylas innan materialet börjar kristallisera. I en undersökning [8] har det visat sig att det i vissa fall krävs en underkylning på upp till 9°C innan materialet kristalliserar sig. I samma undersökning har man dock kunnat visa att behovet av underkylning kan minskas till ca 2,5 °C genom tillsats av kärnbildningskatalysatorer. Behovet av underkylning kan helt elimineras om man undviker att ladda ur lagret fullständigt och behåller en liten del av varje behållare i fast fas. Detta problem har ej påvisats vid användning av paraffiner.

Det återstår en hel del utvecklingsarbete innan man med klarhet kan säga hur denna metod bäst skall tillämpas. PCM material har en stor möjlighet att på allvar konkurrera med islager tack vare att laddningen av lagret kan ske vid en högre förångningstemperatur än vid isproduktion.

Institutionen för kemiteknik, avdelningen för teknisk strömningslära, KTH, har fått i uppdrag av Statens Energimyndighet att undersöka möjligheten till ett nationellt forskningsprogram inom området. Förstudier har påbörjats i samarbete mellan institutionen och ett antal företag. Samtidigt medverkar institutionen, som Operating Agent, i ett internationellt

forskningsamarbete, Annex 10 (PCM's and Chemical Reactions for Thermal Energy Storage) inom IEA's Implementing Agreement on Energy Conservation through Energy Storage.

4.6 Kyllager kan ge minskade emissioner

Vid elproduktion är det vanligt förekommande med olika produktionsmix beroende på nätbelastning. Under höglast används ofta spetsaggregat som i många fall genererar högre emissioner. Detta får till följd att fjärrkylanläggningar med eldriven kylproduktion kan minska emissionerna genom att styra om produktionen av kyla till låglast perioder. I en studie av en stor kylanläggning har man studerat hur emissionerna påverkas av ett kyllager. Studien [3] omfattar en tio våningar hög kontorsbyggnad i Texas USA och omfattar emissionerna under ett helt driftår. I tabellen nedan visas att ett konventionellt vattenlager i detta fall medför en minskning av emissionerna. Ett islager medför däremot högre emissioner. Anledningen till detta är att isproduktionen medför högre energiförbrukning på grund av att isproduktionen sker med en sämre köldfaktor. I varje enskilt fall bör den aktuella produktionsmixen och dess konsekvenser för emissioner vid användning av kyllager analyseras.

Emissioner	Utan lager (kg)	Vattenlager (kg)	Islager (kg)
CO	136	129	143
CO ₂	463	449	494
NO _x	1678	1610	1769
SO ₂	499	522	535

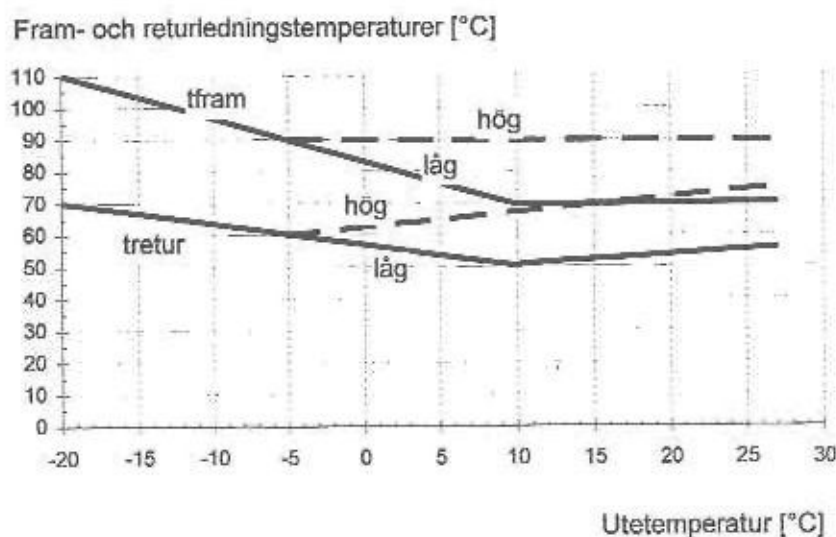
5 NÄT ANVÄNT FÖR JÄMFÖRANDE STUDIER

I rapporten har en jämförande studie gjorts mellan användning av konventionella kylmaskiner i fjärrkylanät/fjärrvärmenät och användning av absorptionsmaskiner. Studien har gjorts genom att jämföra de två alternativen utifrån tre olika nät, vad avser produktionsmix. Vad gäller lasternas storlek och ledningslängder är däremot de tre näten lika. Anledningen till att välja detta upplägg har varit att begränsa antalet parametrar som kan varieras i en jämförande studie. En helt igenom generell studie utan några begränsningar, där känslighetsanalyser görs för samtliga ingående parametrar, torde vara omöjlig att praktiskt genomföra.

Det som skiljer de tre näten redovisas i kapitel 5.1-5.3.

Gemensamt för de tre näten har varit nättemperaturer på fjärrvärmesidan, temperaturkrav hos kund, samt vilka temperaturkrav som ställs på den levererade kylan om produktionen sker centralt eller lokalt.

I figur 5.1 redovisas de temperaturnivåer som använts för fjärrvärmenätet.



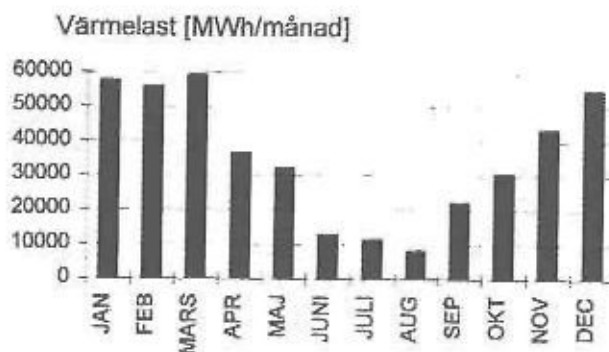
Figur 5.1 Temperaturnivåer i det för jämförelserna använda fjärrvärmenätet. *Temperature levels in the district heating net used for comparisons.*

Som figur 5.1 visar används två temperaturscenarios i jämförelsen, dels ett högt temperaturscenario med en lägsta framledningstemperatur av 90 °C, dels ett mera traditionellt med lägsta framledningstemperatur av 70 °C. Högtemperaturscenariot är valt så att relativt gynnsamma förhållanden skapas för att driva en absorptionskylmaskin.

Temperaturkrav på kylnätet är satta till 6°C/15°C för central kylproduktion, respektive 8°C/15°C för lokal kylproduktion.

Nätets aktuella värme- respektive kyllost framgår av figurerna 5.2 och 5.3.

Lasten hos fjärrvärmenätet redovisas grafiskt i figur 5.1 och i siffror i tabell 5.1. Den dimensionerande värmeeffekten är 193 MW och utnyttjningstiden (ekvivalent fullasttid) är 2200 timmar. Totalt levererad värme uppgår under ett år till 424 GWh.

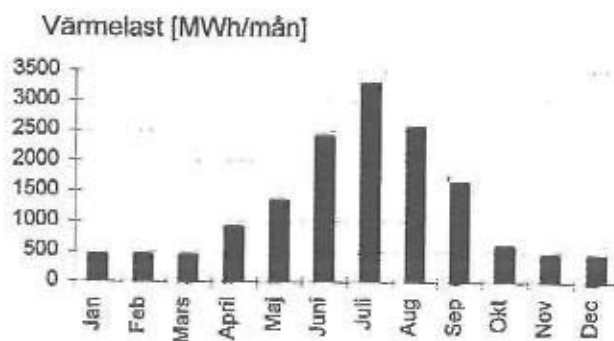


Figur 5.1 Värmelast i det aktuella fjärrvärmenätet. *Heating load in the studied net.*

Tabell 5.1 Värmelast i det aktuella fjärrvärmenätet. *Heating load in the studied net*

Månad	JAN	FEB	MAR	APR	MAJ	JUN	JUL	AUG	SEP	OKT	NOV	DEC
Energi [GWh/mån]	57.5	55.9	59.1	36.6	32.0	12.8	11.2	8.0	22.2	30.5	43.4	54.7

Lasten för fjärrkylan redovisas grafiskt i figur 5.2 och i siffror i tabell 5.2. Den dimensionerande kyllasten är satt till 15 MW. Här har antagits en utnyttjningstid av 1000 timmar (evivalenta fullasttimmar). Totalt levererad kyla uppgår under ett år till 15 GWh.



Figur 5.2 Kyllost i det aktuella nätet. *Cooling load in the studied net*

Tabell 5.2 Kyllost i det aktuella nätet. *Cooling load in the studied net*

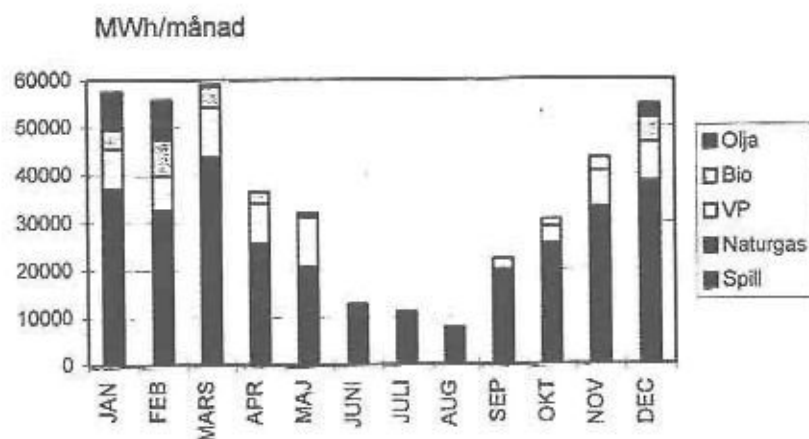
Månad	JAN	FEB	MAR	APR	MAJ	JUN	JUL	AUG	SEP	OKT	NOV	DEC
Energi [MWh/mån]	450	450	450	900	1350	2400	3300	2550	1650	600	450	450

5.1 Spillvärmebaserat

Produktionsenheterna i det spillvärmebaserade nätet består av värmepump, biobränsle, spillvärme, naturgas och olja. Den månadsvisa fördelningen mellan de olika produktionsenheterna återfinns i siffror i tabell 5.3 och grafiskt återgiven i figur 5.3.

Tabell 5.3 Fördelning av värmeproduktion i det spillvärmebaserade nätet. *Distribution of the heat production in the net based on waste heat.*

	Värmepump [MWh]	Biobränsle [MWh]	Spillvärme [MWh]	Naturgas [MWh]	Olja [MWh]	Totalt (MWh)
Januari	8425	3876	16107	21072	8055	57536
Februari	7196	7815	15725	16870	8259	55866
Mars	10474	4283	22581	21136	606	59082
April	8365	2449	18752	6998	39	36603
Maj	10438	839	15603	5132	19	32032
Juni	454	0	11396	895	6	12751
Juli	0	0	10349	896	0	11245
Augusti	0	0	7838	74	95	8008
September	2012	0	13417	6687	96	22213
Oktober	3541	1516	19779	5637	39	30512
November	7535	2562	21974	11213	114	43397
December	8118	5310	19560	18822	2847	54658
Summa	66558	28651	115434	94242	20177	423904



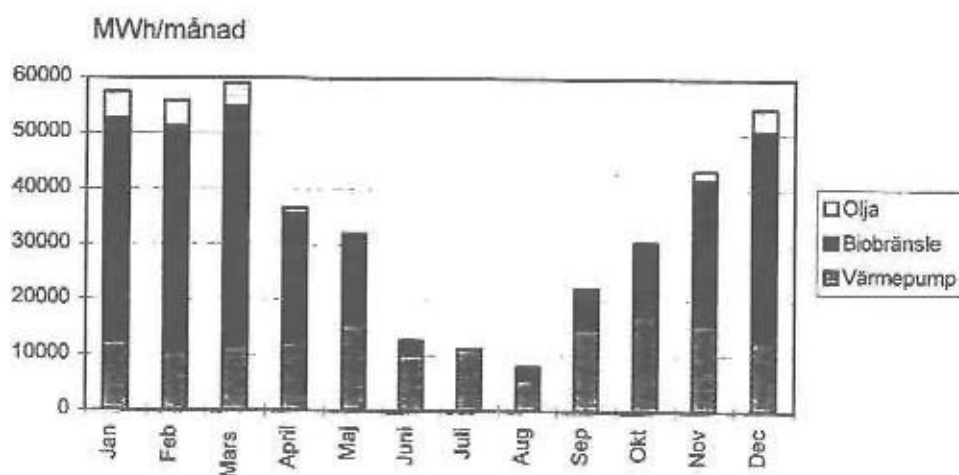
Figur 5.3 Fördelning av värmeproduktion i det spillvärmebaserade nätet. *Distribution of the heat production in the net based on waste heat.*

5.2 Biobränslebaserat

Produktionsenheterna i det biobränsle baserade nätet består av värmepump, biobränsle och olja. Den månadsvisa fördelningen mellan de olika produktionsenheterna återfinns i siffror i tabell 5.4 och grafiskt återgiven i figur 5.4.

Tabell 5.4 Fördelning av värmeproduktion i det biobränslebaserade nätet. *Distribution of the heat production in the net based on bio fuels.*

Månad	Värmepump [MWh]	Biobränsle [MWh]	Olja [MWh]	Totalt (MWh)
Januari	12375	40369	4696	57440
Februari	10534	40885	4470	55889
Mars	11314	43657	4090	59060
April	12437	23366	798	36601
Maj	15499	16361	170	32030
Juni	10119	2601	30	12750
Juli	11139	92	11	11242
Augusti	5617	2260	138	8015
September	14807	7351	57	22215
Oktober	17223	13136	165	30524
November	15600	26223	1572	43395
December	12521	38219	3938	54678
Summa	149184	254519	20136	423839



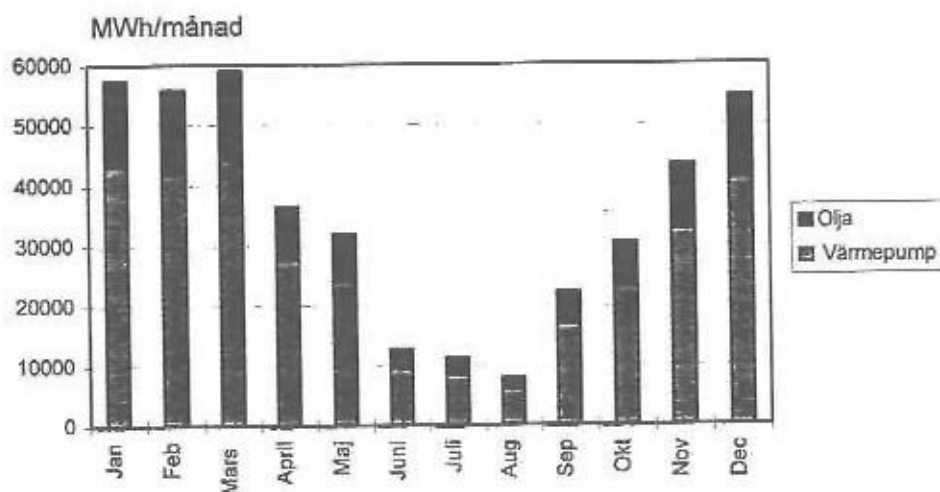
Figur 5.4 Fördelning av värmeproduktion i det biobränslebaserade nätet. *Distribution of the heat production in the net based on bio fuels.*

5.3 Traditionellt nät

Produktionsenheterna i det traditionella nätet består av värmepump och olja. Den månadsvisa fördelningen mellan produktionsenheterna återfinns i siffror i tabell 5.5 och grafiskt återgiven i figur 5.5.

Tabell 5.5 Fördelning av värmeproduktion i det traditionella nätet. *Distribution of the heat production in the traditional net.*

	Värmepump [MWh]	Olja [MWh]	Totalt (MWh)
Januari	43080	14360	57440
Februari	41917	13972	55889
Mars	44295	14765	59060
April	27451	9150	36601
Maj	24023	8008	32030
Juni	9563	3188	12750
Juli	8432	2811	11242
Augusti	6011	2004	8015
September	16661	5554	22215
Oktober	22893	7631	30524
November	32546	10849	43395
December	41009	13670	54678
Summa	317881	105962	423839



Figur 5.4 Fördelning av värmeproduktion i det traditionella nätet. *Distribution of the heat production in the traditional net*

6 JÄMFÖRANDE SYSTEMANALYS

6.1 Bakgrund

I detta kapitel analyseras energi- och miljökonsekvenserna för de presenterade alternativen att producera fjärrkyla i kombination med tre definierade fjärrvärmenät. I avsnitt 6.2 redovisas förutsättningar, i avsnitt 6.3 redovisas konsekvenserna för koldioxidemissioner och energikostnader, i avsnitt 6.4 jämförs systemen avseende totala årskostnader och i avsnitt 6.5 diskuteras känsligheten i antagna kostnader och priser. Genomförda jämförelser avser kylproduktion med de tidigare beskrivna huvudalternativen (konventionell kompressorskyla och absorptionskyla).

Frikyla, sorptiv kyla och ejektorkyla ingår ej i den jämförande studien. Vad gäller frikyla så är den till sin natur sådan att den blir billigare än alla övriga metoder, eftersom produktionskostnaden är noll (t ex användning av sjövattnen). Kostnader förknippade med frikyla hänförs således till distributionen av kylan, dvs pumpar och distributionsnät. Frikylan är dessutom starkt lokalt betingad så till vida att man måste ha närhet till sjön eller vattendraget, om sådana skall användas. I de fall där tillgång till frikyla finns, blir den givetvis en mycket stark konkurrent till andra tekniker.

Sorptiv kyla inte är generellt utbytbar mot vare sig absorptionskyla eller kompressorskyla. Sorptiv kyla kan användas endast i tillämpningar med luftburen komfortkyla. I byggnader med vattenburen kyla kan således inte sorptiv kyla användas. Idag ser vi allt fler nyproducerade byggnader utrustas med just vattenburen kyla. När möjligheterna att använda sorptiv kyla i ett fjärrkylanät studeras kan således inga övergripande generella bedömningar göras med någon större säkerhet, utan här måste man studera varje enskild byggnad för att utröna om möjligheter finns att använda sorptiv kyla.

Ejektorkyla är, för dessa tillämpningar, till hög grad kvar på forskningsstadiet, varför inga tillräckligt noggranna bedömningar av vare sig prestanda eller priser kan tas fram för att kunna användas i en jämförande studie som denna.

Nedanstående resultat relaterar till dagsläget eftersom förutsättningar avseende kostnader och emissioner är de idag gällande. Framtida förändringar i främst den nationella elproduktionen kommer att kraftigt påverka koldioxidutsläppen men behandlas inte i denna analys. Däremot analyseras inverkan av energiprisernas utveckling och variationer i investeringskostnader.

Biobränsle är en begränsad tillgång och dess användning kan därför inte alltid ökas. För att inkludera denna aspekt analyseras två nivåer på tillgången. I det första fallet, scenario I, finns biobränsle tillgängligt så att eventuell ökad förbränning är möjlig för att täcka det ökade värmebehovet i fjärrvärmenätet orsakat av absorptionskylmaskinerna. I det andra fallet, scenario II, antas att det inte finns mer biobränsle tillgängligt i regionen varför inte heller förbränningen kan öka. Det ökade värmebehovet måste då täckas med andra bränslen. Detta betraktelsesätt avspeglar därmed ytterligheterna avseende utnyttjande av biobränsle.

6.2 Tekniska och ekonomiska förutsättningar

Kompressorskylmaskinerna drivs med el och när dessa är centralt placerade återförs värmen från kondensatorerna till fjärrvärmenätet. Detta medför normalt att mindre värme behöver produceras av övriga produktionstekniker. Därigenom minskas såväl energikostnader som emissioner från dessa. Drivel till kylmaskinen och den normalt minskade bränsleåtgången i produktionsteknikerna skall därför beaktas i detta fall. När kylmaskinerna är lokalt placerade förutsätts att ingen värme återvinns varför fjärrvärmesystemet ej påverkas. Möjligheten att även i detta fall utnyttja kondensatorvärmen finns dock vilket skulle förbättra ekonomin.

I absorptionskylalternativet drivs kylmaskinerna med värme producerad med produktionsteknikerna. Därigenom ökar såväl energikostnader som emissioner från dessa tekniker. Den ökade bränsleåtgången i produktionsteknikerna skall därför beaktas i detta fall.

Vidare förutsätts det att de centralt placerade värmepumparna i fjärrvärmesystemet byggs om så att de även kan producera kyla. Den normalt ökade värmeproduktionen från dessa kompressormaskiner, orsakad av nödvändig kyldrift, ersätter i fjärrvärmenätet de tekniker som har högst driftkostnader då det temperaturmässigt är möjligt, dvs de tekniker som ligger överst i varaktighetsdiagrammet. Tekniken som är dyrast är oljepannan, vilket medför att oljeförbränningen minskar. Dock måste en viss del oljeförbränning behållas beroende på främst reglerbarheten i systemet. I det fall att ytterligare värme finns tillgängligt ersätter denna värme den produktionsteknik som är näst dyrast.

Värmen till absorptionskylmaskinerna måste produceras med den teknik som för tillfället ligger överst i varaktighetsdiagrammet eftersom det förutsätts att övriga tekniker utnyttjas med sin fulla kapacitet. Detta medför att när kylbehovet är som störst under sommaren kan tekniker med låga kostnader användas men dyrare tekniker måste användas då fjärrvärmebehovet ökar.

I scenario I finns biobränsle tillgängligt så att eventuell ökad förbränning är möjlig för att täcka det ökade värmebehovet orsakat av absorptionskylmaskinerna. I scenario II finns det inte mer biobränsle tillgängligt i regionen varför inte heller förbränningen kan öka även om det enligt diskussionen ovan är denna teknik som skall öka. Nästa teknik på listan måste då istället öka.

De tekniker som används i fjärrvärmesystemet antas endast vara värmeproducerande tekniker. Ingen kraftvärme finns således i systemen. I de fall kraftvärmetekniker finns gäller inte nedan redovisade resultat.

Följande produktionstekniker med respektive verkningsgrader finns tillgängliga:

<i>Oljepanna</i>	<i>Totalverkningsgrad: 0,87</i>
<i>Naturgaspanna</i>	<i>Totalverkningsgrad: 0,90</i>
<i>Biobränslepanna med rök-gaskondensering</i>	<i>Totalverkningsgrad: 1,03 - 1,06</i>
<i>Värmepump/kylmaskin (R134a)</i>	<i>Värmefaktor: $\eta_{\text{Carnot}} = 0,62$</i>
<i>Absorptionskylmaskin (se avsnitt 3.1.5)</i>	<i>Kylfaktor: 0,80 - 0,82</i>

Värmepumparna använder R134a som arbetsmedium och antas kunna leverera värme upp till 85°C. Då högre fjärrvärmetemperaturer skall produceras måste detta ske med en alternativ teknik. Möjligheten att tillsätta alternativt arbetsmedium för att höja maximal arbetstemperatur har ej beaktats. Temperaturbegränsningen påverkar resultaten endast i Fall C (högtemperaturnätet) där fossila bränslen delvis måste användas för att producera värmen till absorptionskylmaskinen.

Koldioxidemissionerna för använda bränslen redovisas i tabell 6.1 tillsammans med använda energipriser. Koldioxidemissionerna inkluderar bränslehanteringen varför även biobränslen är förknippade med ett visst utsläpp.

Tabell 6.1 Bränslepriser och ackumulerade växthuseffekt under 50 år. *Fuel prices and accumulated green house effect over 50 years.*

Bränsle	Bränslepriser inklusive energi och koldioxidskatt (1997) (kr/ MWh _{bränsle})	Ekvivalenta koldioxidemissioner (kg/ MWh _{bränsle})
Eldningsolja 5	241	315
Naturgas	215	270
Flis	110	11
Spillvärme	40	0

Eftersom elproduktionsmixen varierar under året har detta delats i fyra perioder under vilka utsläppen beräknats baserat på tillgänglig statistik år 1994. Elpriser och koldioxidemissioner redovisas i tabell 6.2.

Tabell 6.2 Elpriser och koldioxidutsläpp associerade med elproduktionen. *Electricity prices and carbon dioxide emissions connected to the production of electricity.*

	Elpris 1997 inklusive energiskatt (kr/MWh)	Ekvivalenta koldioxidutsläpp (kg/ MWh)
Vinter (jan, feb, mars, nov, dec)	466	27
Vår/Höst (april, sep, okt)	352	10
Sommar (maj, jun, jul, aug)	279	0

Läckage av arbetsmedium med växthuseffekt från värmepumpar kan i detta sammanhang likställas med utsläppen från förbränning. Fyllningen i en värmepump beror främst på dess typ av värmeväxlare och storlek. I denna studie antas att värmepumpen arbetar med R134a och har ett årligt läckage av 2%. Med en fyllning av 1000 kg/MW_{värme} motsvarar detta 25 ton koldioxidekvivalenter/ MW_{värme}.

Förutsättningarna för beräkningarna av kapitalkostnaderna finns samlade i tabell 6.3. I de angivna kostnaderna ingår alla åtgärder för ett driftklart system. Kostnaderna är erfarenhetsvär-

den från genomförda installationer och är inhämtade från representanter i berörda organisationer och från referensgruppen i detta projekt, se även diskussionen i avsnitt 3.1.5. De centrala absorptionsmaskinerna består av tre aggregat på vardera 5 MW_{kyla}. De lokala maskinerna består av 9 aggregat fördelade på storlekarna 5, 3, 1, 0,5 MW_{kyla}.

Tabell 6.3 Förutsättningar för kapitalkostnadsberäkningar. *Preconditions for the calculations of costs of capital.*

	Specifika kostnader	Totala kostnader	Årliga underhållskostnader, % av investering	Teknisk livslängd
	kr/kW _{kyla}	Mkr	%	år
Ombyggnation befintliga centrala värmepumpar till kyl drift	1000	15	5	25
Installationskostnader lokala kompressorkylmaskiner	3800	57	7	15
Installationskostnader lokala absorptionskylmaskiner. Låg/högtemperaturnät	8800/ 5000	132/ 75	3	25
Installationskostnader centrala absorptions-kylmaskiner. Låg/högtemperaturnät	5200/ 3000	78/ 45	3	25

Fjärrkylkulvertkostnaden påverkar valet mellan central och lokal placering av kylmaskinerna. I jämförelsen nedan redovisas resultaten för tre nivåer (3000 kr/m, 6000 kr/m och 9000 kr/m) vilka har valt från tabell 6.4 och bör täcka förekommande fall. Kostnaderna är hämtade från fjärrkylgruppens interna arbetsmaterial och avser PUR-isolerade stålrör. Kostnaderna inkluderar rör, rörmontage, schakt och bygg. Tillägg för eventuell sprängning i berg och återställning av asfaltytor får göras med 460 kr/m³ respektive 160 kr/m².

Tabell 6.4 Fjärrkylkulvertkostnader. *Costs for district heating pipes.*

Dimension (mm)	Totalkostnad (kr/m)
100	1470
150	1745
200	2230
250	2490
300	2900
400	3620
500	4500
600	5300

6.3 Resultat: Påverkan på energikostnader och emissioner

I detta avsnitt redovisas hur energikostnader och koldioxidemissioner påverkas av de olika systemlösningarna. Redovisningen avser det integrerade värme- och kylsystemet och inkluderar därför energikostnader och utsläpp för att producera både värme och kyla.

Det studerade systemet skall producera en specificerad mängd värme och kyla. Beroende på systemlösning integreras dessa krav. Kostnader och utsläpp redovisas därför på två sätt:

- Kostnaderna och utsläpp för det integrerade värme- och kylsystemet per fjärrvärmeenhet. Denna redovisning ger totalbilden för systemlösningen.
- Marginella kostnader och utsläpp för kylsystemet, dvs skillnaden mellan systemet med kyla och utan kyla, per årlig producerad kyleenhet.

Spillvärmebaserat fjärrvärmesystem, Fall A, se avsnitt 5.1.

Lågtemperaturnätet:

Då de centrala kompressormaskinerna också används för att producera kyla ersätter kondensorvärmen en mindre mängd fossilförbränning och under sommaren spillvärme. Denna påverkan orsakas av att användningen av kompressormaskinerna måste öka då de även skall producera kyla.

För de lokalt placerade kompressorkylmaskinerna ökar elanvändningen och emissionerna utan någon påverkan på fjärrvärmesystemet.

Då ingen begränsning finns på biobränslet kan förbränningen av denna ökas för att driva absorptionskylmaskinerna under vintern medan spillvärme används som drivvärme under sommaren.

Då biobränslemängden är begränsad och inget mer bränsle kan köpas in måste drivvärmen till absorptionskylmaskinen under vintern produceras genom att öka naturgasförbränningen medan under sommaren mer spillvärme kan användas då denna finns i överskott.

Resultaten finns sammanställda i tabell 6.5 och 6.6.

I höguttemperaturfallet är resultaten likartade.

Biobränslebaserat fjärrvärmesystem, Fall B, se avsnitt 5.2.

Lågtemperaturnätet:

Då kompressormaskinerna används också för att producera kyla påverkas inte produktionsmixen i fjärrvärmesystemet. Värmepumparna körs även på sommaren varför ingen annan teknik påverkas.

För de lokalt placerade kompressorkylmaskinerna ökar elanvändningen och emissionerna utan någon påverkan på fjärrvärmesystemet.

Då ingen begränsning finns på biobränslet kan förbränningen av denna ökas under såväl vintern som sommaren för att driva absorptionskylmaskinerna.

Då biobränslemängden är begränsad och inget mer bränsle kan köpas in måste drivvärmen till absorptionskylmaskinen under vintern produceras genom att öka oljeförbränningen eftersom värmepumparna då körs på maximal effekt. Under sommaren kan dock värmepumparna utnyttjas för att driva absorptionskylmaskinen.

Resultaten finns sammanställda i tabellerna 6.5 och 6.6.

I högtemperaturfallet är resultaten likartade.

Traditionellt fjärrvärmesystem, Fall C, se avsnitt 5.3.

Lågtemperaturnätet:

Då kompressormaskinerna används också för att producera kyla påverkas inte produktionsmixen i fjärrvärmesystemet. Värmepumparna körs även på sommaren varför ingen annan teknik påverkas.

För de lokalt placerade kompressorkylmaskinerna ökar elanvändningen och emissionerna utan någon påverkan på fjärrvärmesystemet.

Inget biobränsle används i detta system. Drivvärmen till absorptionskylmaskinen produceras därför under vintern med olja eftersom värmepumparna då körs på maximal effekt. Under sommaren kan dock värmepumparna utnyttjas för att driva absorptionsmaskinen.

Resultaten finns sammanställda i tabellerna 6.5 och 6.6.

I högtemperaturfallet är resultaten likartade men på grund av värmepumpens temperaturbegränsning måste olja användas även under sommaren för att producera värmen till absorptionsmaskinerna.

Det kan noteras att i inget fall ersätter värmen från kompressorkylmaskinen biobränsle.

I scenario I finns ingen begränsning på tillgängligt biobränsle medan i scenario II biobränsleförbränningen inte kan öka för att täcka absorptionsmaskinernas behov.

Tabell 6.5a Energikostnader (exklusive kapitalkostnader) för det integrerade värme- och kylsystemet per fjärrvärmeenhet. *Energy costs (excluding costs for capital) for the integrated heating and cooling system per district heating unit.*

		Fjärrvärme utan kyla		Central kompressor-kyla		Lokal kompressor-kyla		Central och lokal absorptionskyla Scenario I		Central och lokal absorptionskyla Scenario II	
		Låg temp	Hög temp	Låg temp	Hög temp	Låg temp	Hög temp	Låg temp	Hög temp	Låg temp	Hög temp
Fjärrvärme fall											
Spillvärme	kr/MWh	122	124	123	126	127	131	124	127	125	128
Biobränsle	kr/MWh	113	120	114	120	118	127	118	124	120	128
Traditionellt	kr/MWh	170	182	170	182	175	189	175	193	175	193

Tabell 6.5b Koldioxidemissioner från det integrerade värme- och kylsystemet per fjärrvärmeenhet.
Carbon dioxide emissions from the integrated heating and cooling system per district heating unit.

		Fjärrvärme utan kyla		Central kompressor-kyla		Lokal kompressor-kyla		Central och lokal absorptionskyla Scenario I		Central och lokal absorptionskyla Scenario II	
		Låg temp	Hög temp	Låg temp	Hög temp	Låg temp	Hög temp	Låg temp	Hög temp	Låg temp	Hög temp
Fjärrvärme fall											
Spillvärme	kg/MWh	103	103	102	102	105	105	103	103	105	105
Biobränsle	kg/MWh	26	27	26	27	28	28	27	27	32	32
Traditionellt	kg/MWh	100	101	100	101	101	102	102	114	102	114

Tabell 6.6a Marginella energikostnader (exklusive kapitalkostnader) för kylproduktionen per producerad kylenergi (se inledningen till avsnitt 6.3). Marginal energy costs (excluding costs for capital) for cooling production per produced unit of cooling (see chapter 6.3).

		Central kompressor-kyla		Lokal kompressor-kyla		Central och lokal absorptionskyla Scenario I		Central och lokal absorptionskyla Scenario II	
		Låg temp	Hög temp	Låg temp	Hög temp	Låg temp	Hög temp	Låg temp	Hög temp
Fjärrvärme fall									
Spillvärme	kr/MWh _{kyl} a	26	49	151	198	66	67	86	90
Biobränsle	kr/MWh _{kyl} a	14	14	151	198	127	128	202	222
Traditionellt	kr/MWh _{kyl} a	7	8	151	198	159	311	159	311

Tabell 6.6b Marginella koldioxidemissioner vid kylproduktionen per producerad kylenergi (se inledningen till avsnitt 6.3). Marginal carbon dioxide emissions for cooling production per produced unit of cooling (see chapter 6.3).

		Central kompressor-kyla		Lokal kompressor-kyla		Central och lokal absorptionskyla Scenario I		Central och lokal absorptionskyla Scenario II	
		Låg temp	Hög temp	Låg temp	Hög temp	Låg temp	Hög temp	Låg temp	Hög temp
Fjärrvärme fall									
Spillvärme	kg/MWh _{kyl} a	-44	-49	38	39	2,7	2,8	47	47
Biobränsle	kg/MWh _{kyl} a	0	0	38	39	13	13	151	153
Traditionellt	kg/MWh _{kyl} a	0	0	38	39	54	354	54	354

Från tabellerna kan det konstateras att för endast värmeproduktion har Fall B lägst energikostnader, Fall A har något högre energikostnader medan Fall C har högst energikostnader. Detta

orsakas av att i Fall A och B produceras mycket av värmen med bibränsle och spillvärme med låga kostnader. Koldioxidutsläppen är lägst för Fall B beroende på biobränslet och låg fossilbränsleanvändning (5%) men jämbördiga för Fall A och C beroende på att 25-30% av bränslet är fossilt.

Av kylalternativen är den centralt placerade kompressorkylmaskinen ur energikostnadssynpunkt den mest fördelaktiga. Energikostnaden för kylan är mycket låg eftersom även värmen från kylmaskinerna utnyttjas. Koldioxidutsläppen är oförändrade eller minskar eftersom kylmaskinerna ersätter naturgas och olja på sommaren i det spillvärmebaserade fallet

Den lokalt placerade kompressorkylmaskinen har energikostnader och utsläpp motsvarande dess elkonsumtion. Koldioxidutsläppen är låga eftersom drivelen är associerad med låga utsläpp, speciellt på sommaren då huvuddelen av förbrukningen sker. De stora fasta utsläppen, beroende på läckage av arbetsmedium, bidrar till merparten av utsläppen.

Resultaten för den centralt och de lokalt placerade absorptionsmaskinerna är lika eftersom energiförutsättningarna är samma för dem. Då ingen begränsning finns på tillgängligt biobränsle kan det utökade värmebehovet produceras med låga eller måttliga utsläpp om inte driftbegränsningar hindrar produktionen, se Fall C där i högtemperaturfallet värmepumpen inte kan leverera nödvändig värme utan olja måste användas. Med begränsningar på biobränslet måste andra tekniker användas vilket ökar utsläppen. Storleken på ökningen beror på vilken produktionsteknik som används. Fossilförbränning behöver normalt användas på vintern men en produktionsteknik med låga utsläpp finns tillgänglig på sommaren.

6.4 Resultat: Totala kostnader

I detta avsnitt jämförs totala kostnader (dvs inklusive kapitalkostnader) för de olika systemalternativen då tillgången på biobränsle är obegränsad (scenario I) och då biobränslemängden är begränsad till förbrukningen i fjärrvärmenätet (scenario II). Eftersom installationskostnaderna kan variera kraftigt bör resultaten värderas tillsammans med känsligheten av dessa kostnader, se avsnitt 6.5.

Det studerade systemen skall producera en specificerad mängd värme och kyla. Beroende på systemlösning integreras dessa krav. Kostnaderna redovisas därför på två sätt:

- Kostnaderna för det integrerade värme- och kylsystemet per fjärrvärmeenhet. Denna redovisning ger totalbilden för systemlösningen.
- Marginella kostnader för kylsystemet, dvs skillnaden mellan systemet med kyla och utan kyla, per årlig producerad kylenhet.

För de lokalt placerade kylmaskinerna beräknas totalkostnaderna som summan av energikostnaderna, se avsnitt 6.3, och investeringskostnaderna för de lokala kylmaskinerna. I absorptionskylfallet förutsätts det att nödvändig drivenergi kan distribueras med befintligt fjärrvärmenät.

Kostnaden för fjärrkylnätet är för de centralt placerade kylmaskinerna avgörande för ekonomin. För att belysa den tillåtna kostnaden för detta nät beräknas först summan av energikostnaderna, se avsnitt 6.3, och investeringskostnaderna för kylmaskinerna. Skillnaden mellan totalkostnaderna för ett lokalt alternativ och denna kostnad utgör då den maximalt tillåtna kostnaden för fjärrkylnätet.

Eftersom kylteknikerna har olika livslängder diskuteras nedan nuvärdet av de årliga kostnaderna. Således beräknas denna kostnad som summan av den årliga energikostnaden och kapitalkostnaden där den sistnämnda fås genom att multiplicera investeringskostnaden med aktuell annuitetsfaktor. Realräntan 7% har genomgående använts.

Med ovanstående förutsättningar erhålls för systemen med lokalt placerade kylmaskiner kostnader enligt tabell 6.7. Som framgår av tabellen har den lokalt placerade absorptionskylmaskinen något lägre totala årliga kostnader jämfört med kompressorkylmaskinen i högt temperaturnäten dominerade av spillvärme och biobränsle medan i kostnaderna är lika i det traditionella nätet. I lågt temperaturnäten är kompressorkylmaskinen dock lägre kostnader.

Tabell 6.7 Årliga totalkostnader för de integrerade värme- och kylsystemen med lokalt placerade kylmaskiner per årlig producerad enhet fjärrvärme. *Annual total costs for the integrated heating and cooling systems per annually produced unit of district heating.*

				Scenario I: Ingen begränsning på biobränslen		Scenario II: Biobränsletillgången begränsad till förbrukningen utan kyla	
		Lokal kompressorkyla		Lokal absorptionskyla		Lokal absorptionskyla	
Fjärrvärme fall		Låg temp	Hög temp	Låg temp	Hög temp	Låg temp	Hög temp
Spillvärme	kr/MWh	151	156	160	147	161	148
Biobränsle	kr/MWh	143	151	154	145	156	148
Traditionellt	kr/MWh	199	213	211	213	211	213

Tabell 6.7b Marginella årliga totalkostnader för kylproduktionen med lokalt placerade kylmaskiner per årlig producerad enhet kylenergi. *Marginal annual total costs for cooling production with locally situated cooling machines, per annually produced unit of cooling.*

				Scenario I: Ingen begränsning på biobränslen		Scenario II: Biobränsletillgång en begränsad till förbrukningen utan kyla	
		Lokal kompressorkyla		Lokal absorptionskyla		Lokal absorptionskyla	
Fjärrvärme fall		Låg temp	Hög temp	Låg temp	Hög temp	Låg temp	Hög temp
Spillvärme	kr/MWh _{kyla}	834	882	1085	646	1105	669
Biobränsle	kr/MWh _{kyla}	834	882	1146	707	1221	801
Traditionellt	kr/MWh _{kyla}	834	882	1178	890	1178	890

För systemen med centralt placerade kylmaskinerna erhålls kostnader exklusive fjärrkylnätet enligt tabell 6.8. Som framgår av tabellen har den centralt placerade kompressormaskinen med kombinerad kyl- och värmedrift genomgående lägre kostnader än den centralt placerade absorptionskylmaskinen vilket främst naturligtvis beror på att befintliga värmepumpar även fungerar som kylmaskiner varför investeringskostnader undviks. Detta innebär att kompressoralternativet tål längre nätdragning.

Tabell 6.8a Årliga totalkostnader, exklusive fjärrkylkulvert, för de integrerade värme- och kylsystemen med centralt placerade kylmaskiner per årlig producerad enhet fjärrvärme. *Annual total costs, excluding pipes for district cooling, for the integrated heating and cooling systems with centrally situated cooling machines, per annually produced unit of district heating.*

				Scenario I: Ingen begränsning på biobränslen		Scenario II: Biobränsletillgången begränsad till förbrukningen utan kyla	
		Central kompressorkyla		Central absorptionskyla		Central absorptionskyla	
Fjärrvärme fall		Låg temp	Hög temp	Låg temp	Hög temp	Låg temp	Hög temp
Spillvärme	kr/MWh	128	131	146	139	146	140
Biobränsle	kr/MWh	118	125	139	137	142	140
Traditionellt	kr/MWh	175	187	197	205	197	205

Tabell 6.8b Marginella årliga totalkostnader, exklusive fjärrkylkulvert, för system med centralt placerade kylmaskiner per årlig producerad enhet kylenergi. *Marginal annual total costs, excluding pipes for district cooling, for the system with centrally situated cooling machines, per annually produced unit of cooling.*

				Scenario I: Ingen begränsning på biobränslen		Scenario II: Biobränsletillgång n begränsad till för- brukningen utan kyla	
		Central kompressorkyla		Central absorptionskyla		Central absorptionskyla	
Fjärrvärme fall		Låg temp	Hög temp	Låg temp	Hög temp	Låg temp	Hög temp
Spillvärme	kr/MWh _{kyla}	162	185	668	414	688	437
Biobränsle	kr/MWh _{kyla}	149	150	729	476	804	569
Traditionellt	kr/MWh _{kyla}	143	144	761	659	761	659

Den maximala kostnaden som kan spenderas på fjärrkylnätet erhålls som skillnaden mellan kostnaden för de lokala och centrala alternativen. Denna kostnad kan även visas i diagramform. I figur 6.1 visas för det spillvärmebaserade fjärrvärmesystemet (Fall A), med hög-temperaturnätet, den totala årskostnaden för det centrala kompressoralternativet som funktion av längden på fjärrkylnätet vid tre nivåer på kulvertkostnaden. I diagrammen har även den totala årskostnaden för de lokala alternativen markerats. I diagrammen kan därför utläsas vilken nätlängd som maximalt kan tillåtas innan de lokala alternativen har lägre årskostnad.

Till exempel kan för kompressorfallet, figur 6.1, det avläsas att vid en specifik kulvertkostnad på 6000 kr/m är det centrala alternativet billigare än lokal kompressorkyla då nätlängden är mindre än cirka 20000 m. Jämfört med lokal absorptionskyla är den maximala längden cirka 14000 m.

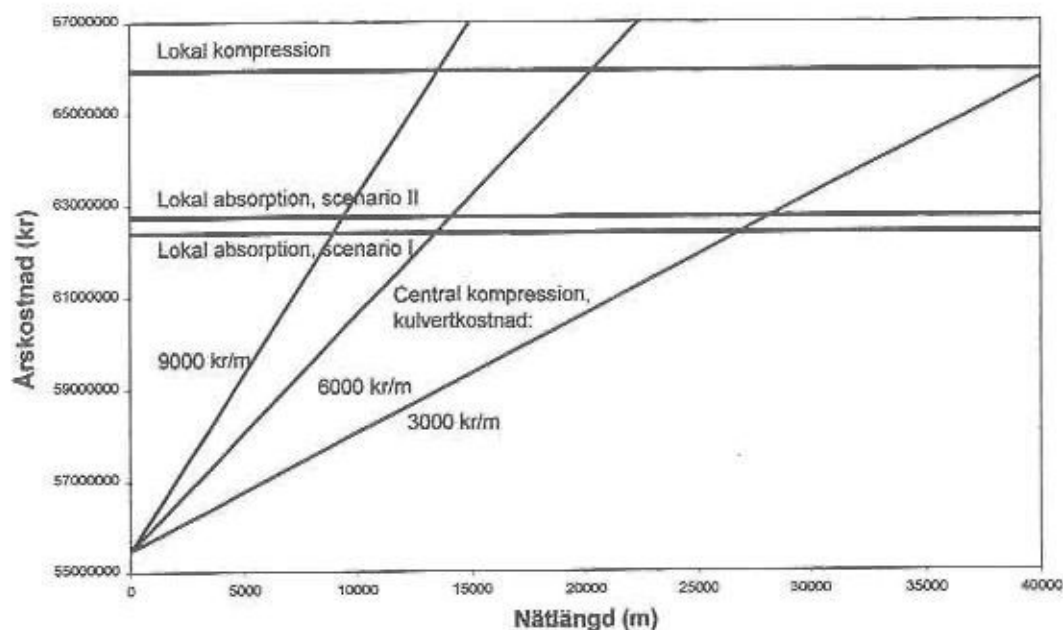
I figurerna 6.2 visas för fall A motsvarande diagram för det centrala absorptionsalternativet, scenario I och i figur 6.3 för scenario II.

I figurerna 6.4 till 6.8 visas motsvarande diagram för det biobränslebaserade fjärrvärmesystemet (Fall B) och det traditionella (Fall C) fjärrvärmesystemet.

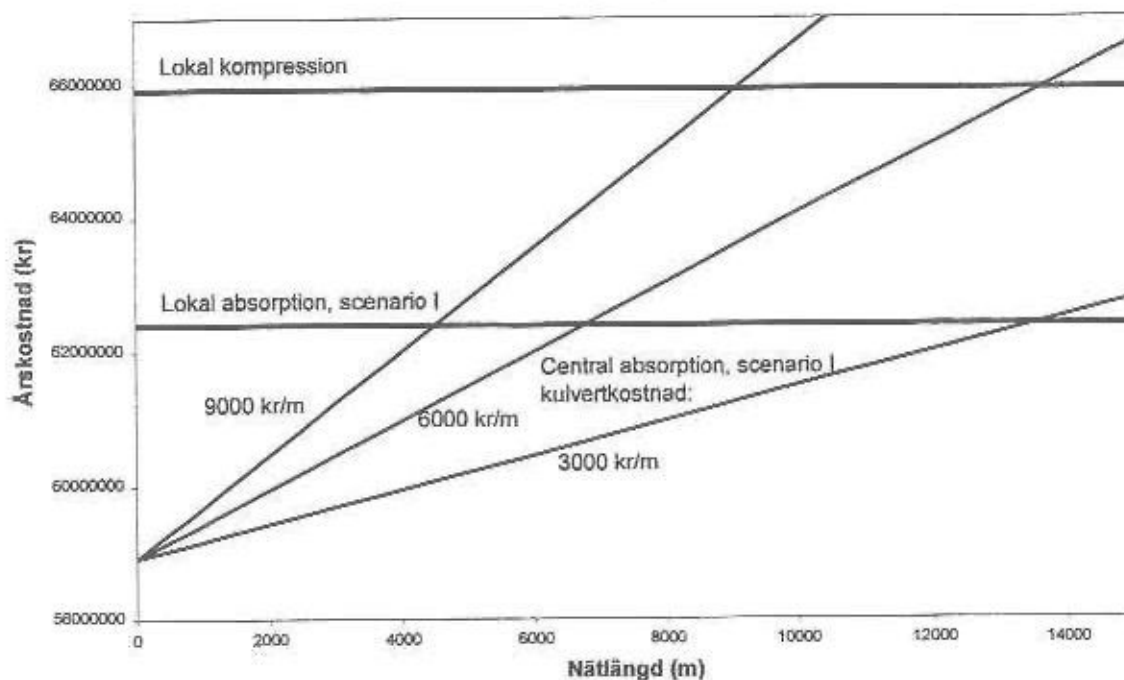
I figurerna 6.9 till 6.16 visas motsvarande diagram för det lågtemperaturnätet.

Detaljerade delresultat för högtemperaturfallet visas i appendix 1.

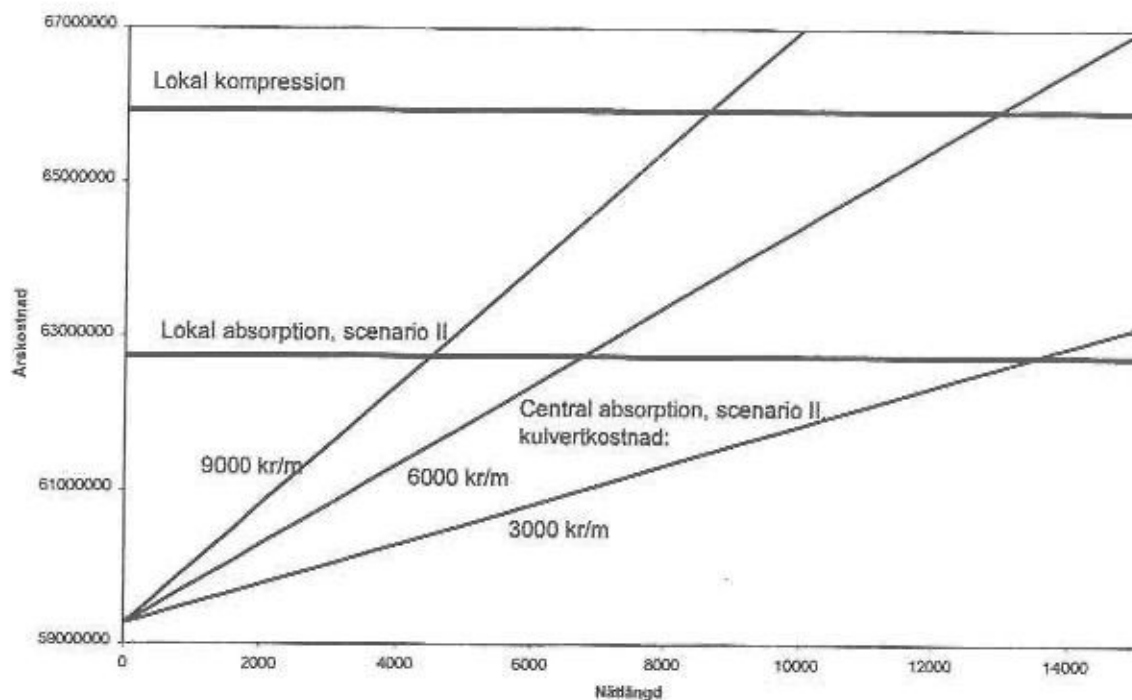
Spillvärmebaserat fjärrvärmesystem (Fall A), högttemperaturnät, se avsnitt 5.1



Figur 6.1 Årskostnad för central kompressorkylmaskin som funktion av nätlängd. Fall A, högttemperaturnätet. *Annual cost for a centralised compression cooling machine versus length. Case A, high temperature net.*

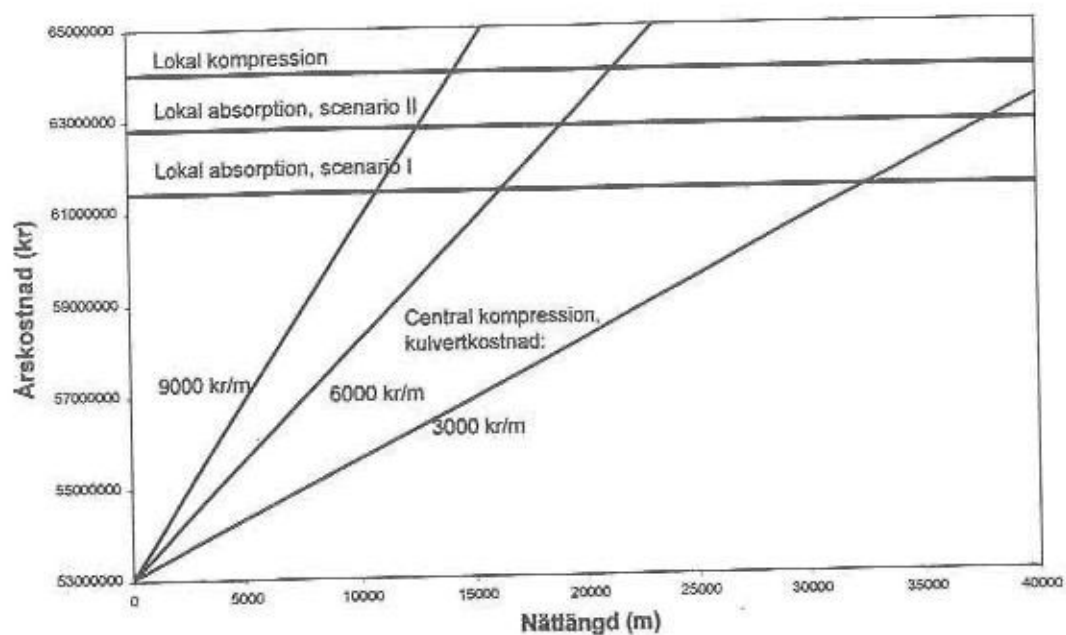


Figur 6.2 Årskostnad för central absorptionskylmaskin som funktion av nätlängd. Fall A, högttemperaturnätet, scenario I. *Annual cost for a centralised absorption cooling machine versus net length. Case A, high temperature net. Scenario I*

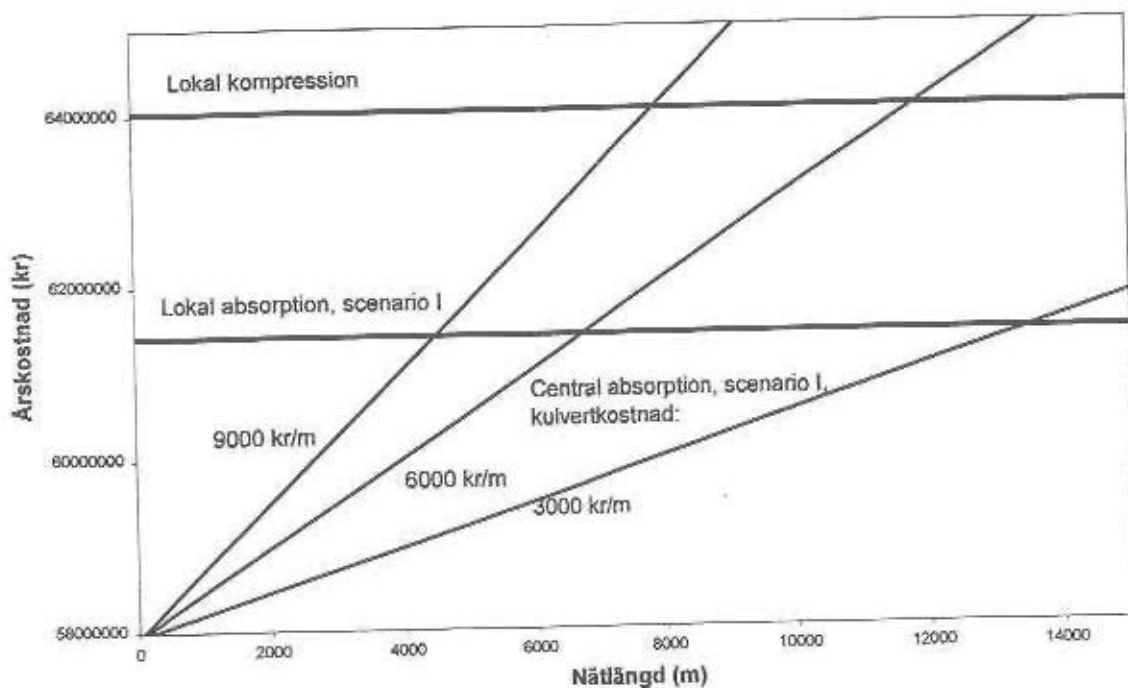


Figur 6.3 Årskostnad för central absorptionskylmaskin som funktion av nätlängd. Fall A, högttemperaturnätet, scenario II. *Annual cost for a centralised absorption cooling machine versus net length. Case A, high temperature net. Scenario II*

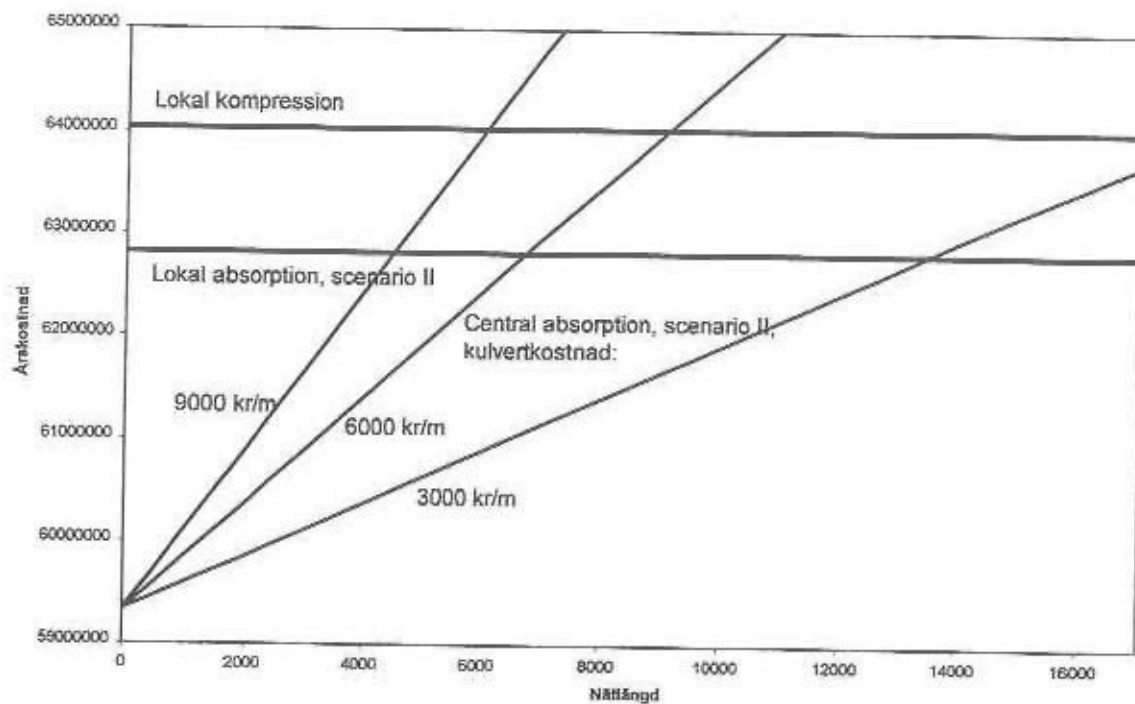
Biobränslebaserat fjärrvärmesystem (Fall B), högttemperaturnät, se avsnitt 5.2



Figur 6.4 Årskostnad för central kompressorkylmaskin som funktion av nätlängd. Fall B, högttemperaturnätet. *Annual cost for a centralised compression cooling machine versus net length. Case B, high temperature net.*

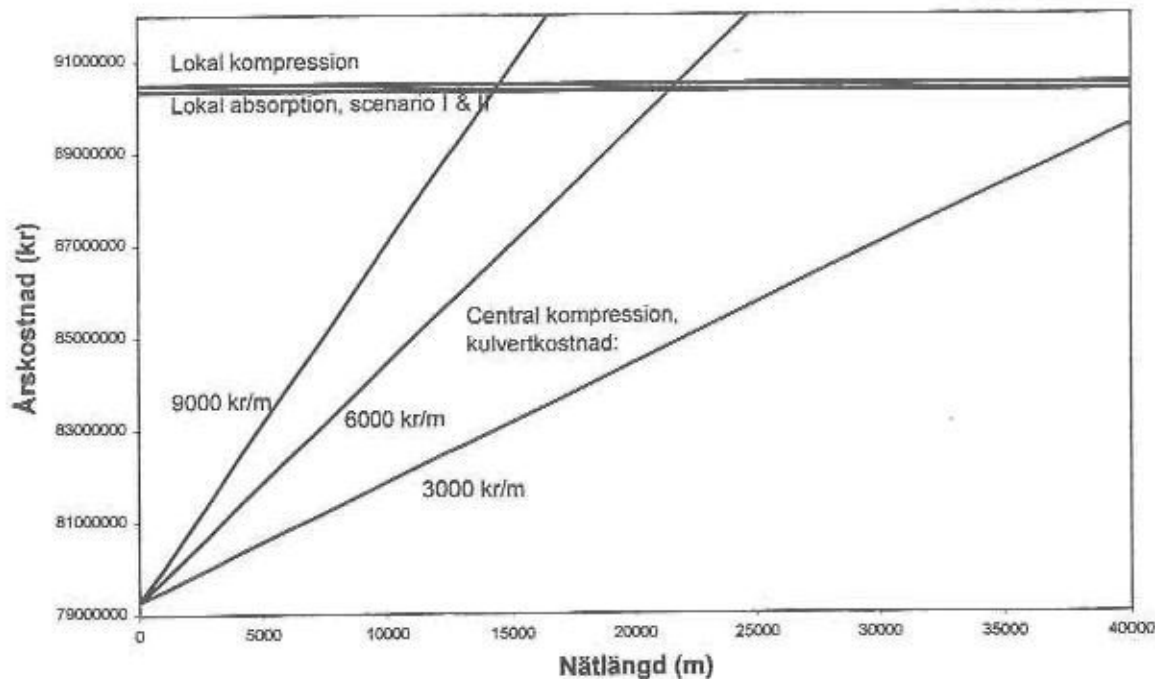


Figur 6.5 Årskostnad för central absorptionskylmaskin som funktion av nätlängd. Fall B, högttemperaturnätet, scenario I. *Annual cost for a centralised absorption cooling machine versus net length. Case B, high temperature net, scenario I.*

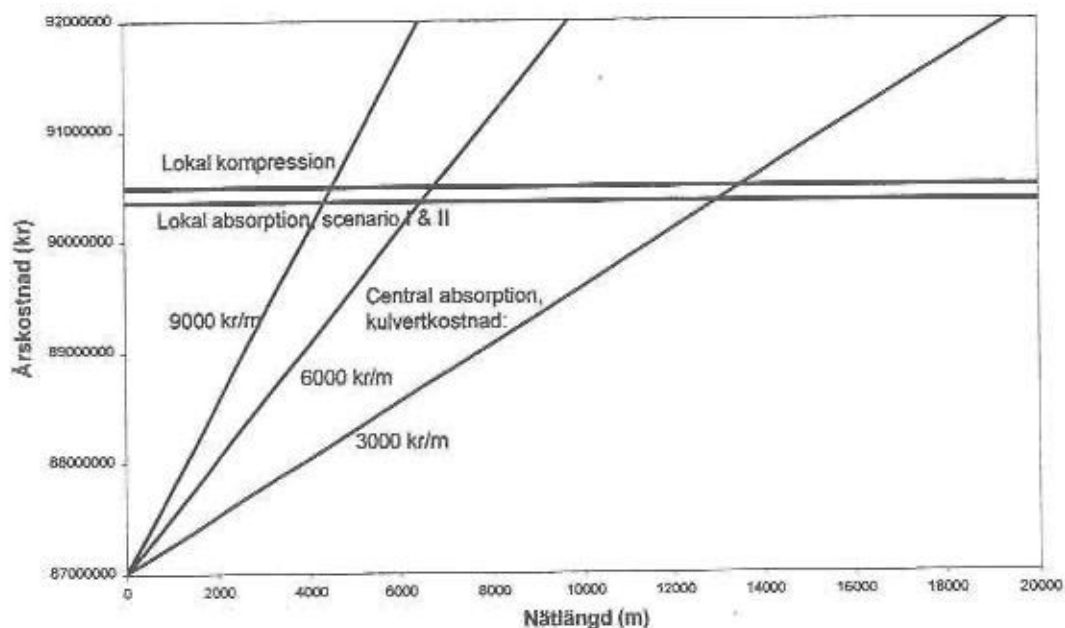


Figur 6.6 Årskostnad för central absorptionskylmaskin som funktion av nätlängd. Fall B, högttemperaturnätet, scenario II. *Annual cost for a centralised absorption cooling machine versus net length. Case B, high temperature net, scenario II.*

Traditionellt fjärrvärmesystem (Fall C), högtemperaturnät, se avsnitt 5.3

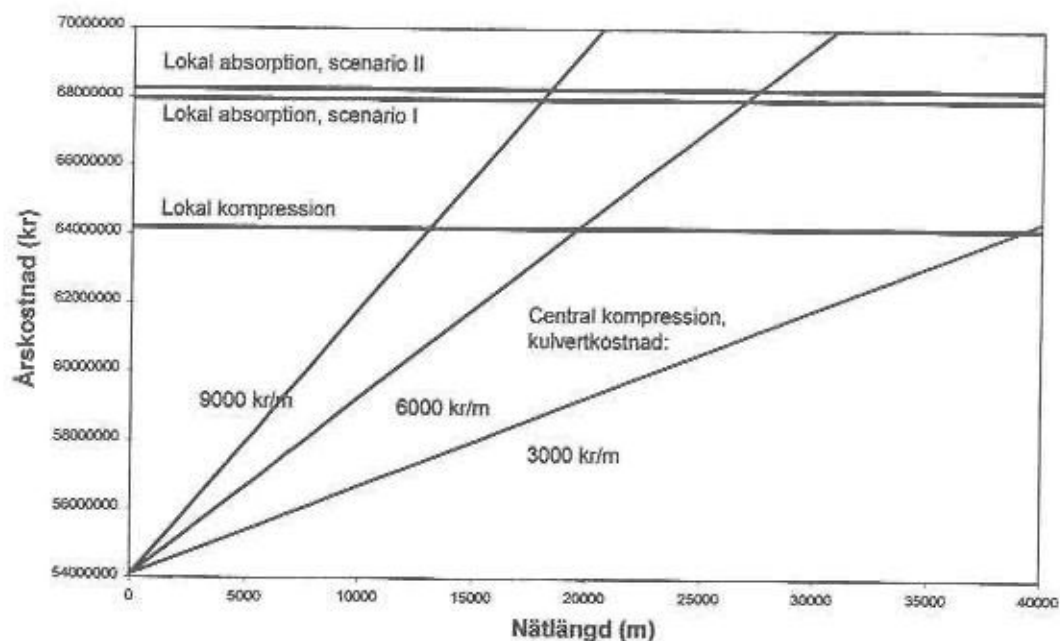


Figur 6.7 Årskostnad för central kompressorkylmaskin som funktion av nätlängd. Fall C, högtemperaturnätet. *Annual cost for a centralised compression cooling machine versus net length. Case C, high temperature net.*

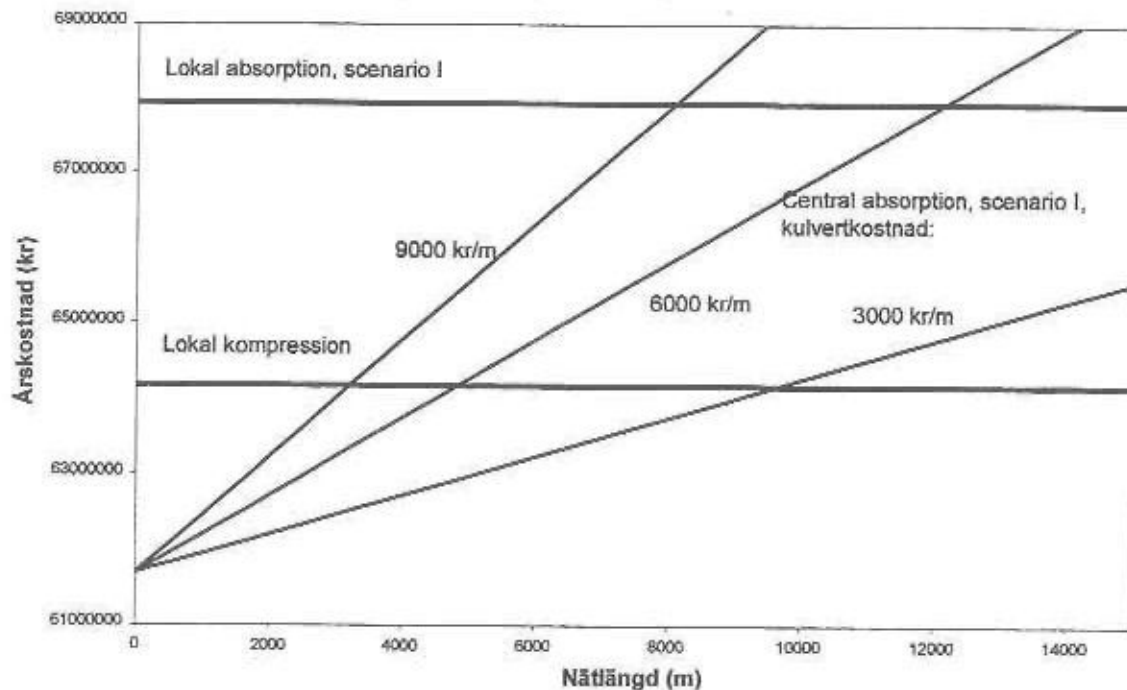


Figur 6.8 Årskostnad för central absorptionskylmaskin som funktion av nätlängd. Fall C, högtemperaturnätet. *Annual cost for a centralised absorption cooling machine versus net length. Case B, high temperature net.*

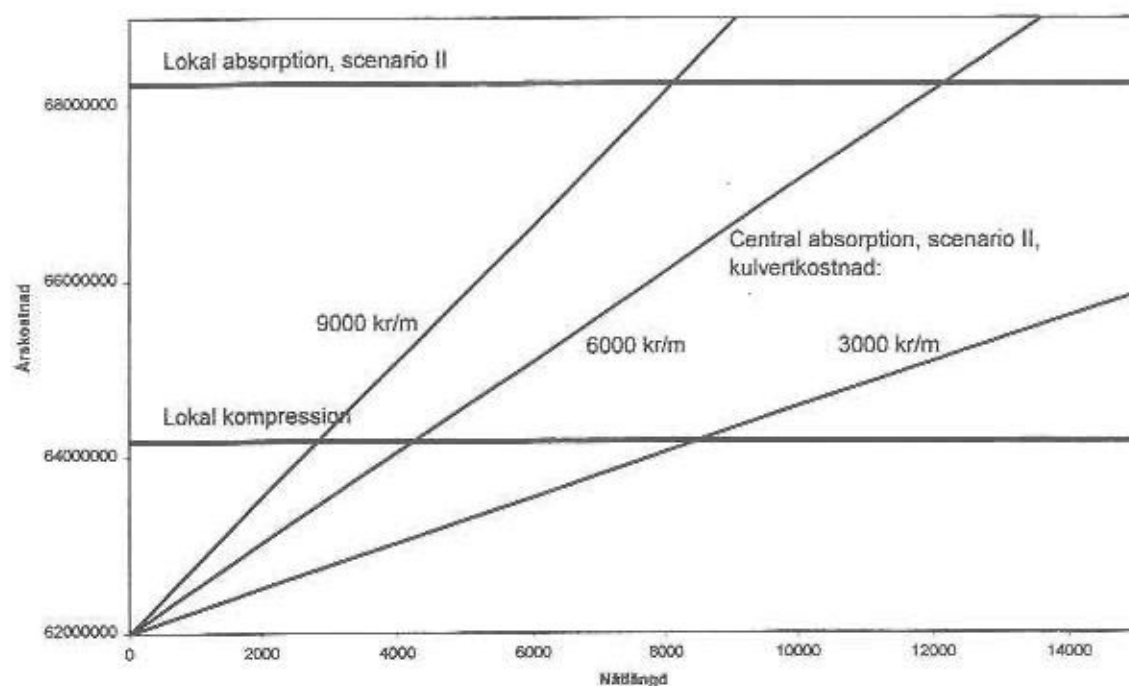
Spillvärmebaserat fjärrvärmesystem (Fall A), lågtemperaturnät, se avsnitt 5.1



Figur 6.9 Årskostnad för central kompressorkylmaskin som funktion av nätlängd. Fall A, lågtemperaturnätet. *Annual cost for a centralised compression cooling machine versus length. Case A, low temperature net.*

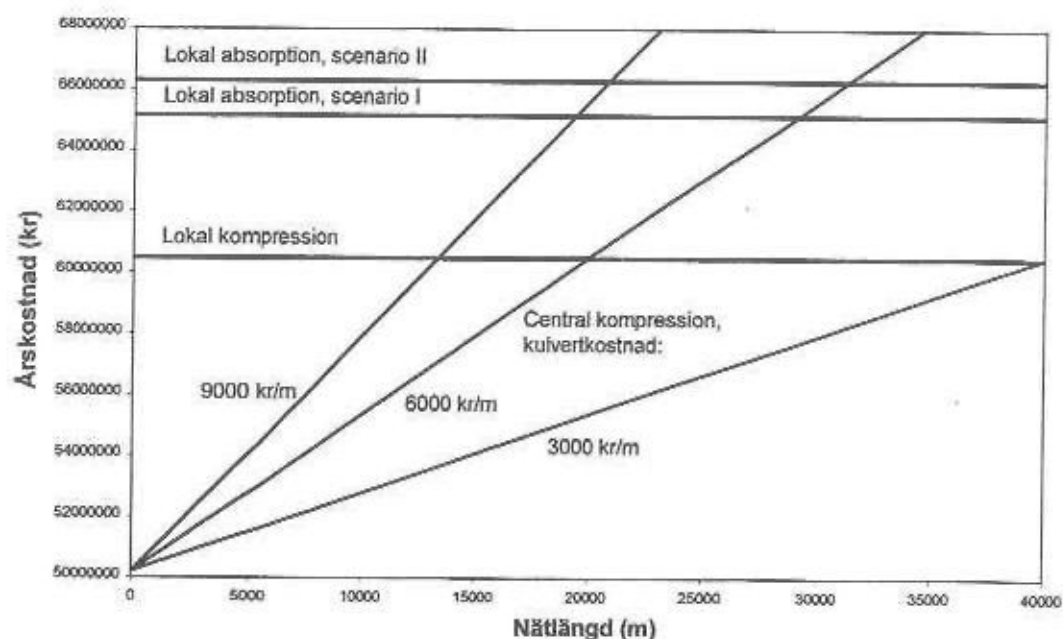


Figur 6.10 Årskostnad för central absorptionskylmaskin som funktion av nätlängd. Fall A, lågtemperaturnätet, scenario I. *Annual cost for a centralised absorption cooling machine versus net length. Case A, low temperature net. Scenario I*

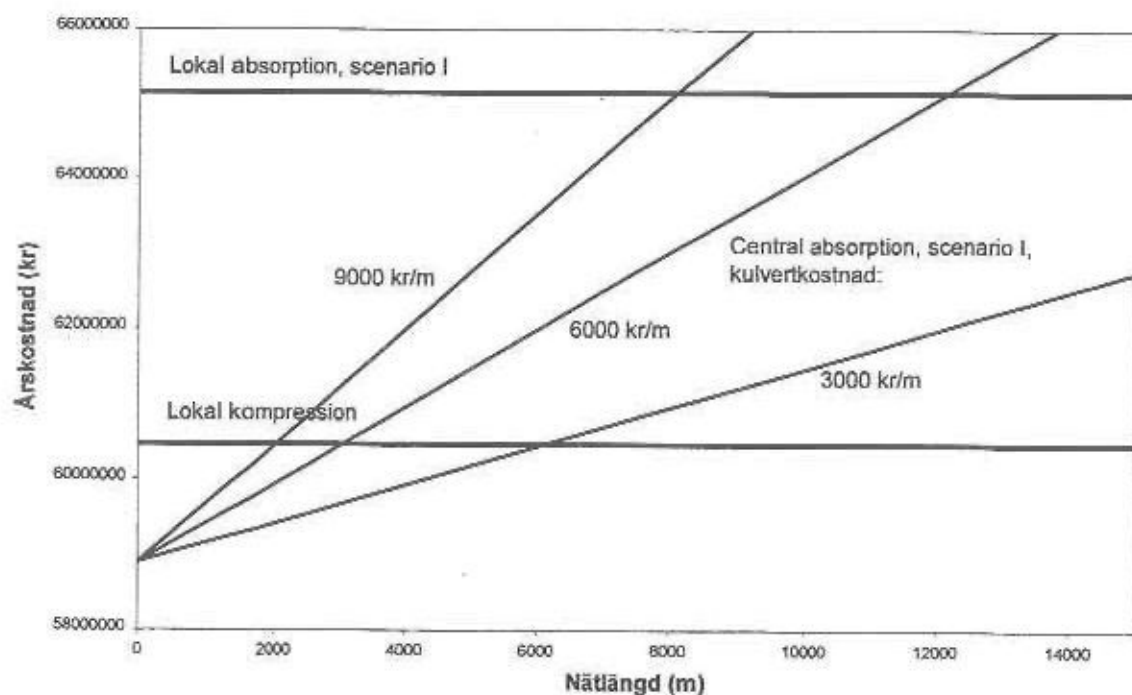


Figur 6.11 Årskostnad för central absorptionskylmaskin som funktion av nätlängd. Fall A, lågtemperaturnätet, scenario II. *Annual cost for a centralised absorption cooling machine versus net length. Case A, low temperature net. Scenario II*

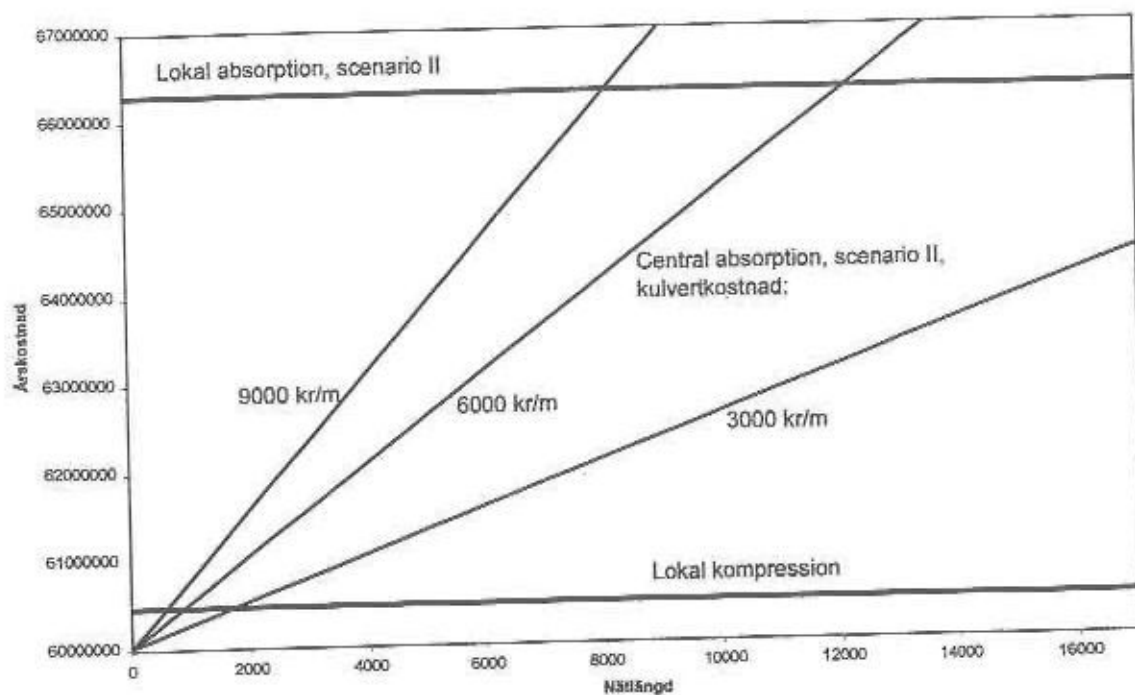
Biobränslebaserat fjärrvärmesystem (Fall B), lågtemperaturnät, se avsnitt 5.2



Figur 6.12 Årskostnad för central kompressorkylmaskin som funktion av nätlängd. Fall B, lågtemperaturnätet. *Annual cost for a centralised compression cooling machine versus net length. Case B, low temperature net.*

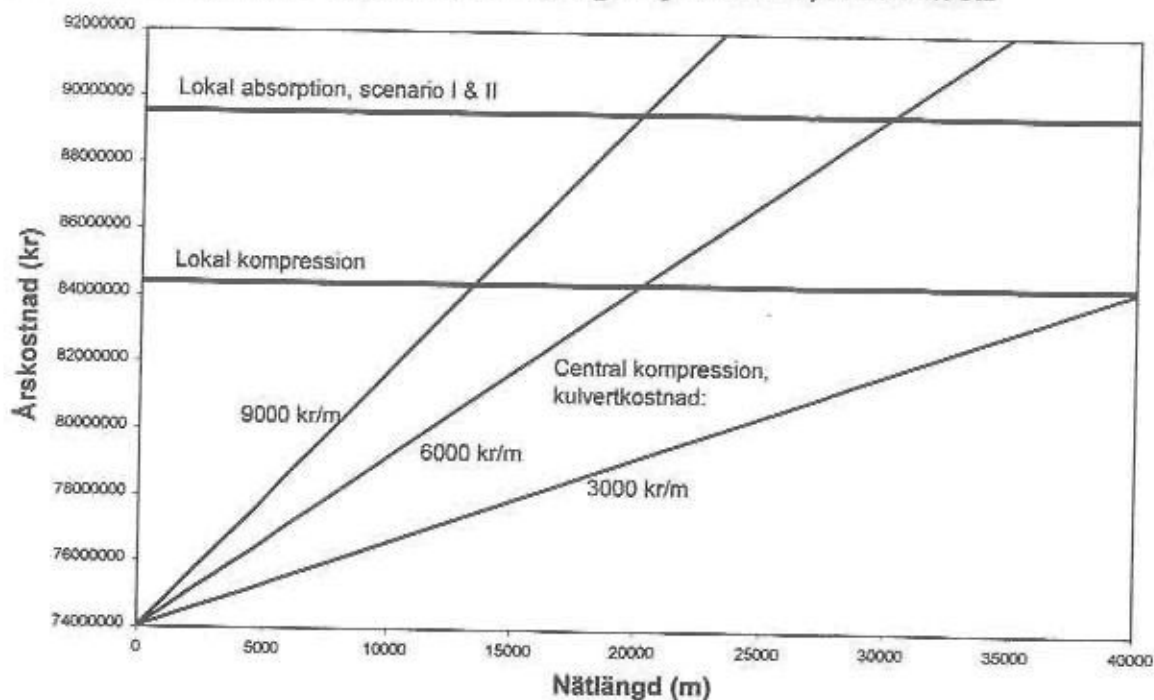


Figur 6.13 Årskostnad för central absorptionskylmaskin som funktion av nätlängd. Fall B, lågtemperaturnätet, scenario I. *Annual cost for a centralised absorption cooling machine versus net length. Case B, low temperature net, scenario I.*

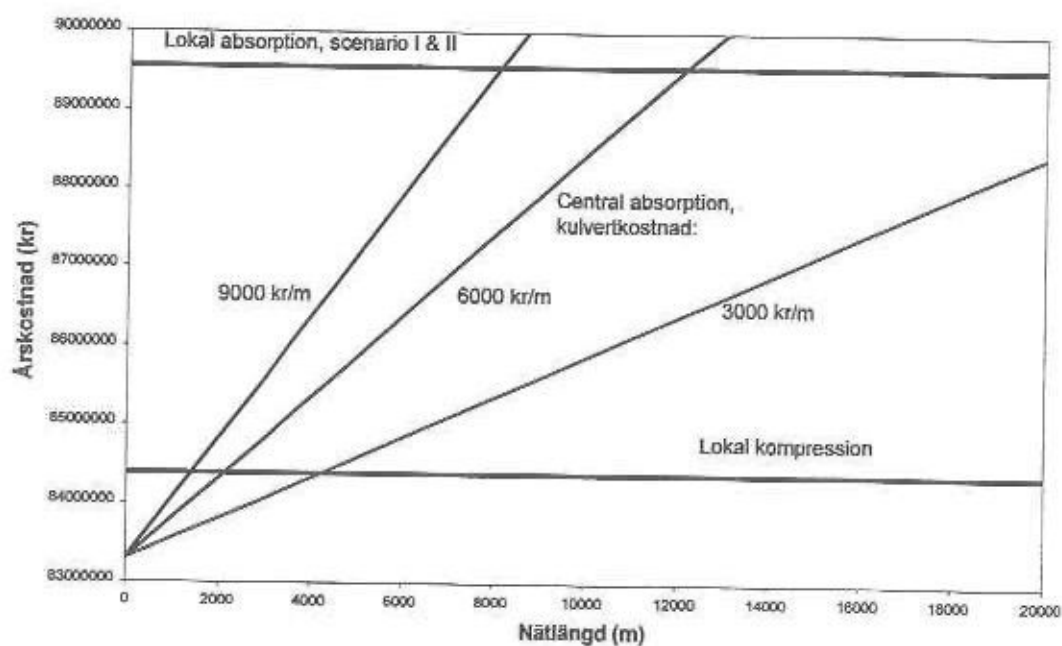


Figur 6.14 Årskostnad för central absorptionskylmaskin som funktion av nätlängd. Fall B, lågtemperaturnätet, scenario II. *Annual cost for a centralised absorption cooling machine versus net length. Case B, low temperature net, scenario II.*

Traditionellt fjärrvärmesystem (Fall C), lågtemperaturnät, se avsnitt 5.3



Figur 6.15 Årskostnad för central kompressorkylmaskin som funktion av nätlängd. Fall C, lågtemperaturnätet. *Annual cost for a centralised compression cooling machine versus net length. Case C, low temperature net.*



Figur 6.16 Årskostnad för central absorptionskylmaskin som funktion av nätlängd. Fall C, lågtemperaturnätet. *Annual cost for a centralised absorption cooling machine versus net length. Case B, low temperature net.*

6.5 Resultat: Känslighet för prisutveckling och investeringskostnader

Inverkan av energipriser och investeringskostnader på resultaten redovisas i detta avsnitt.

Elpris

Vid ett högre elpris påverkas de eldrivna värmepumparna och kylmaskinerna. Produktionskostnaden för fjärrvärmen kommer därför att öka eftersom värmepumpar finns i alla tre referenssystemen. Kostnaden för drivenergin till absorptionskylmaskinerna ökar därför då värme från värmepumparna utnyttjas och dessutom ökar driftkostnaden för de kompressordrivna kylmaskinerna.

I grundfallet, se tabell 6.7, hade i högtemperaturnäten systemen med de lokala absorptionskylmaskinerna lägre årskostnader än systemen med lokala kompressor-kylmaskiner medan förhållandena var omvända i lågtemperaturnäten. Vid 25% högre totalt elpris ändras inte detta förhållande och inte heller ändras differensen mellan dem i någon större utsträckning.

För de centralt placerade alternativen, se tabell 6.8, hade systemen med den centralt placerade kompressormaskinen lägst årskostnad. Vid 25% högre totalt elpris kvarstår detta förhållande och inte heller ändras differensen mellan dem i någon större utsträckning eftersom eldrivna värmepumpar producerar fjärrvärme i alla systemen. Även vid mycket kraftiga elprisökningar ändras inte detta förhållande.

Biobränslepris

Vid ett högre pris på biobränslet ökar produktionskostnaden för fjärrvärmen då biobränsleeldade produktionstekniker används. I dessa fall, och då värme från dessa produktionsenheter utnyttjas, ökar även kostnaden för drivenergin till absorptionskylmaskinerna. Driftkostnaderna för kompressormaskinerna påverkas dock ej.

I grundfallet, se tabell 6.7, hade i högtemperaturnäten systemen med de lokala absorptionskylmaskinerna lägre årskostnader än systemen med lokala kompressor-kylmaskiner medan förhållandena var omvända i lågtemperaturnäten. Vid 25% högre biobränslepriser ändras inte detta förhållande och inte heller ändras differensen mellan dem i någon större utsträckning. Detta något förvånande resultat beror på att produktionskostnaden för fjärrvärmen också ökar i fallen med kompressorkylmaskiner då biobränsle används. I det biobränslebaserade fallet (fall B) krävs i högtemperaturfallet en ökning av biobränslepriset på 100% för att totalkostnaden för de lokala absorptionskylmaskinerna och kompressor-kylmaskiner skall vara lika. Fall C är helt opåverkat eftersom ingen biobränsle används i detta fall.

För de centralt placerade alternativen, se tabell 6.8, hade systemen med den centralt placerade kompressormaskinen lägst kostnader. Vid 25% högre biobränslepriser kvarstår naturligtvis detta förhållande och inte heller ändras differensen mellan dem i någon större utsträckning beroende på att värmeproduktionskostnaden också ökar i fallen med kompressorkylmaskiner.

Fossilbränslepris

Vid ett högre pris på fossila bränslen kommer produktionskostnaden för fjärrvärmens att öka och därmed även drivenergin till absorptionskylmaskinerna då värme från fossilbaserade produktionsenheter utnyttjas. Driftkostnaderna för kompressormaskinerna påverkas dock ej.

I grundfallet, se tabell 6.7, hade i högttemperaturnäten systemen med de lokala absorptionskylmaskinerna lägre årskostnader än systemen med lokala kompressor-kylmaskiner medan förhållandena var omvända i lågttemperaturnäten. Vid 25% högre totala fossilpriser ändras inte detta förhållande och inte heller ändras differensen mellan dem i någon större utsträckning. Orsaken är att värmeproduktionskostnaden också ökar i fallen med kompressorkylmaskiner då fossila bränslen används i fjärrvärmeproduktionen.

För de centralt placerade alternativen, se tabell 6.8, hade systemen med den centralt placerade kompressormaskinen lägst kostnader. Vid 25% högre totala fossilbränslepriser kvarstår naturligtvis detta förhållande och inte heller ändras differensen mellan dem i någon större utsträckning beroende på att värmeproduktionskostnaden också ökar i fallen med kompressorkylmaskiner.

Investeringskostnad lokala kylmaskiner

I grundfallet, se tabell 6.7, hade i högttemperaturnäten systemen med de lokala absorptionskylmaskinerna lägre årskostnader än systemen med lokala kompressor-kylmaskiner medan förhållandena var omvända i lågttemperaturnäten. I högttemperaturnäten blir de dock jämbördiga vid 10 till 25% högre investeringskostnader för absorptions-maskinerna (eller motsvarande lägre investeringskostnad för kompressorkylmaskinerna). I spillvärmefallet är dock marginalen större. I lågttemperaturfallet blir de jämbördiga vid 10 till 30% lägre investeringskostnader för absorptionsmaskinerna (eller motsvarande högre investeringskostnad för kompressorkylmaskinerna).

Investeringskostnad central kylmaskiner

För de centralt placerade alternativen, se tabell 6.8, hade systemen med den centralt placerade kompressormaskinen lägst kostnader. Beroende på den låga absoluta investeringskostnaderna (ombyggnation) för dessa kylmaskiner krävs 3 till 5 gånger högre kostnader för dessa för att kostnaden skall stiga så att de får samma totalkostnader som de central absorptionskylmaskinerna.

Lokala kontra centrala kylmaskiner

I figurerna 6.1 till 6.8 visas tillåten nätlängd på fjärrkylnätet vid i de olika referensfallen och kombinationer av system. Förändringar i el- och bränslepriser förändrar icke dessa längder i någon större omfattning. Ändringar med 25% i priserna påverkar normalt tillåten längd med endast några procent, i undantagsfall upp till 10%.

Investeringskostnadernas påverkan på tillåten nätlängd är dock större. Vid ökningar med 25% av investeringskostnaderna kan tillåten nätlängd påverkas upp till 50%.

Framtida elproduktionssystem

I ett framtida elproduktionssystem, enligt huvudalternativet för år 2020 i Energi-kommissionens slutbetänkande (SOU 1995:139), har halva kärnkraften avvecklats. Vattenkraft, vindkraft och kommunal kraftvärme antas ha byggts ut och resterande elbehov antas täckas med naturgaskondensanläggningar. I detta elproduktionssystem ökar koldioxidutsläppen kraftigt jämfört med dagsläget. Utsläppen blir under vinter, vår/höst och sommar 143, 105 och 125 kg/MWh.

Koldioxidutsläppen från de integrerade värme- och kylsystemen kommer att öka i proportion till elförbrukningen under respektive tidsperiod. De stora fasta utsläppen, beroende på läckage av arbetsmedium, medför att ökningen är mindre än vad som kan förväntas då endast utsläppen från elproduktionen beaktas. Den principiella jämförelsen mellan de olika kylalternativen, vilka redovisades i avsnitt 6.3, ändras ej. Resultaten med ett elproduktionssystem enligt Energikommisionens huvudalternativ är sammanställda i tabell 6.9 (motsvarar tabell 6.5b i dagsläget) och 6.10 (motsvarar tabell 6.6b i dagsläget).

Tabell 6.9 Koldioxidemissioner från det integrerade värme- och kylsystemet per fjärrvärmeenhet med ett elproduktionssystem enligt Energikommisionens huvudalternativ år 2020. *Carbon dioxide emissions from the integrated heating and cooling system per district heating unit with an electricity production year 2020 according to the main alternative from Energikommisionen.*

		Fjärrvärme utan kyla		Central kompressor-kyla		Lokal kompressor-kyla		Central och lokal absorptionskyla Scenario I		Central och lokal absorptionskyla Scenario II	
		Låg temp	Hög temp	Låg temp	Hög temp	Låg temp	Hög temp	Låg temp	Hög temp	Låg temp	Hög temp
Fjärrvärme fall											
Spillvärme	kg/MWh	108	109	108	109	111	113	108	109	110	110
Biobränsle	kg/MWh	38	40	38	40	41	44	38	40	44	47
Traditionellt	kg/MWh	127	132	127	132	131	136	131	145	131	145

Tabell 6.10 Marginella koldioxidemissioner vid kylproduktionen per producerad kylenergi med ett elproduktionssystem enligt Energikommisionens huvudalternativ år 2020. *Marginal carbon dioxide emissions for cooling production per produced unit of cooling with an electricity production year 2020 according to the main alternative from Energikommisionen.*

		Central kompressor-kyla		Lokal kompressor-kyla		Central och lokal absorptionskyla Scenario I		Central och lokal absorptionskyla Scenario II	
		Låg temp	Hög temp	Låg temp	Hög temp	Låg temp	Hög temp	Låg temp	Hög temp
Fjärrvärme fall									
Spillvärme	kg/MWh _{kyl}	-6,0	2,0	94	113	2,7	2,8	49	51
	a								
Biobränsle	kg/MWh _{kyl}	5,6	5,8	94	113	13	13	187	196
	a								
Traditionellt	kg/MWh _{kyl}	3,8	4,1	94	113	100	366	100	366
	a								

Som framgår av tabellerna ökar utsläppen mest från det traditionella fjärrvärmesystemet eftersom elförbrukningen är störst i detta system. Med ett centralt kompressorkylsystem är utsläppen nära oförändrade eftersom värmen även utnyttjas. Med lokala kompressorkylmaskiner ökar utsläppen i förhållande till elkonsumtionen. Med absorptionskylmaskiner kan, om ingen begränsning finns på tillgängligt biobränsle, det ökade värmebehovet produceras med låga utsläpp. Med begränsningar på tillgängligt biobränsle eller driftbegränsningar måste andra tekniker användas vilket ökar utsläppen. Då el används är ökningen större än i dagsläget eftersom den är associerad med större koldioxidutsläpp.

6.6 Resultat: Sammanfattning

Genom ombyggnation av centrala värmepumpar till kombinerad kyl- och värmedrift kan kylan produceras med en liten ökning av energikostnader och oförändrade eller minskade koldioxidemissioner.

Då kylan produceras med nyinstallerade absorptionsmaskiner som drivs med fjärrvärme ökar energikostnader och koldioxidutsläpp. Storleken på ökningen beror på vilken teknik som huvudsakligen producerar värmen. Då en värmepump producerar värmen ökar utsläppen endast lite beroende på att elproduktionen är associerad med små utsläpp speciellt på sommaren. Då biobränsle och/eller spillvärme utnyttjas genom att öka dess användning blir ökningen av koldioxidemissionerna små men finns inte mer av dessa tillgängliga måste en annan produktionsteknik utnyttjas vilket ökar emissionerna.

I fjärrvärmenät med mycket värme producerat med spillvärme, biobränsle eller värmepump har den centralt placerade kompressormaskinen med kombinerad kyl- och värmedrift lägre årskostnader än den centralt placerade absorptionskylmaskinen. För de lokalt placerade maskinerna påverkar fjärrvärmetemperaturen jämförelsen. I högtemperaturfallet har absorptionskylmaskiner lägre kostnader medan förhållandena är de omvända i lågtemperaturfallet. Investeringskostnaderna påverkar således resultatet kraftigt i det lokala fallet.

En förutsättning för att utsläppen från absorptionskylmaskiner endast skall öka marginellt eller måttligt är att antingen spillvärme- och/eller biobränsletillgången är obegränsad eller att en eldriven värmepump kan producera det tillkommande värmebehovet. I övriga fall fås en ökning. Under vissa förutsättningar ökar koldioxidemissionerna avsevärt per enhet producerad kyla.

Centrala kompressorsystem med kombinerad kyl- och värmedrift ger totalt fördelaktigare system än centrala absorptionskylsystem eftersom de har lägre kostnader och lika eller något lägre emissioner.

Lokala absorptionskylsystem i högtemperaturnät ger totalt fördelaktigare system än lokala kompressorkylsystem då antingen spillvärme- och/eller biobränsletillgången är obegränsad eller då en eldriven värmepump kan producera det tillkommande värmebehovet. Då dessa för-

utsättningar ej är uppfyllda ger dock kompressorkylsystem lägre utsläpp. I låg-temperaturnät har även kompressorkylsystem lägre kostnader.

Förändringar i el- och bränslepriser påverkar i ringa omfattning jämförelserna mellan de olika kylalternativen eftersom påverkan sker i alla system.

Investeringskostnaderna påverkar däremot kraftigt jämförelsen mellan de lokala kylalternativen. Små förändringar kan i detta fall förändra jämförelsen mellan kompressor- och absorptionskylmaskiner.

För centralt placerade kylmaskiner (kombinerade med värmepumpsdrift) är dock skillnaden mellan kostnaden för absorptionsmaskiner så stor att rimliga ändringar i investeringskostnaderna inte påverkar jämförelsen.

I jämförelsen mellan centralt placerade kylmaskiner och lokalt placerade spelar kostnaden för fjärrkylnätet en stor roll.

Den centrala kompressorkylmaskinen har vid en nätkostnad på 6000 kr/m lägre årskostnader än den lokalt placerade vid nätlängder under cirka 20 km.

För den centrala absorptionsmaskinen är årskostnaden i nivå med den lokalt placerade absorptionskylmaskinen vid en nätlängd på 6 till 12 km (nätkostnad 6000 kr/m).

Tillåten nätlängd vid jämförelsen mellan central kompressorkylmaskin och lokal absorptionskylmaskin respektive central absorptionskylmaskin och lokal kompressorkylmaskin är beroende på typ av fjärrvärmesystem.

I ett framtida elproduktionssystem, enligt huvudalternativet för år 2020 i Energi-kommissionens slutbetänkande, har halva kärnkraften avvecklats. I detta elproduktionssystem ökar koldioxidutsläppen kraftigt jämfört med dagsläget. Koldioxidutsläppen från de integrerade värme- och kylsystemen kommer då att öka i proportion till elförbrukningen.

De här redovisade resultaten gäller endast för de fjärrvärmenät med respektive produktionstekniker som definierats. Resultaten kan därför inte appliceras på nät med radikalt annorlunda värmeproduktion, t.ex. med kraftvärme.

Ett skäl till intresset för absorptionskylsystem är att man kan göra sig fri från freon- och elbaserade system i framtiden. Denna studie visar dock att i de studerade fjärrvärmesystemen har en förutsättning för ekonomiskt och miljömässigt goda förhållanden för absorptionskylanläggningar varit att antingen spillvärme- och/eller bibränsletillgången varit obegränsad eller att en befintlig eldriven värmepump har kunnat producera det tillkommande värmebehovet. I de fall då ingen av dessa tre förutsättningar varit uppfyllda är både ekonomin och miljökonsekvenserna för absorptionsystem avsevärt sämre.

6.7 Utblick mot framtiden

Fjärrkylans framtida utveckling kan diskuteras ur två perspektiv, som i sig hänger samman. Det första perspektivet är en diskussion som har sin grund i hur den tekniska utvecklingen av komponenter i ett fjärrkylasystem kan komma att se ut. Här är det framför allt utvecklingen av "nya" produktionsmetoder som avses. I kapitel 3, som behandlar alternativa tekniker för kylproduktion, förs en sådan diskussion för respektive teknik.

Det andra perspektivet är det sammansatta systemets framtida utveckling. Hur kommer systemsammansättningen att se ut beroende på olika faktorer och inverkan. Det finns ett stort antal faktorer som påverkar sammansättningen av ett fjärrkylasystem. Här inverkar starkt yttre faktorer som skatter och avgifter på olika typer av bränslen, regler och förordningar som begränsar användning av olika köldmedier, synpunkter på utseende hos lokala kulproduktionsenheter (t ex kyltorn), etc. Systemsammansättningen beror givetvis även av lokala förutsättningar i form av möjligheter att använda frikyla, andel spillvärme i fjärrvärmenätet för att driva värmedrivna kylproduktionsenheter, temperaturnivåer i fjärrvärmenätet, kundunderlag, etc.

Med hänsyn till alla dessa aspekter går det inte att göra några säkra, generella prognoser om hur framtiden kommer att gestalta sig. Men trots alla nämnda svårigheter finns det trots allt mera övergripande tendenser som kan skönjas. Först kommer de drivkrafter som gör att kunder söker sig till fjärrkyla, istället för att själva producera sitt eget kylbehov. Här inryms såväl ekonomiska som andra motiv. Om kunden med fjärrkyla kan få en kylleverans till lägre pris än om kylan produceras i en egen anläggning är detta givetvis en mycket stark drivkraft. Det är dock inte självklart att potentiell kund väljer fjärrkylaalternativet, även om priset för fjärrkyla är lägre. Här kan motiv som oberoende och möjligheter att fullt ut kunna kontrollera produktionsapparater komma in i bilden, även om de sannolikt inte kommer att vara vanligt förekommande.

Vid sidan av ekonomiska motiv vid val av kylleverans finns ett som redan idag väger tungt, men som i framtiden med stor sannolikhet kommer att väga ännu tyngre. Nämligen miljömotivet. Om kunden genom att välja fjärrkyla dels kan slippa drift och underhållsproblematiken med en egen anläggning, dels kan slippa framtida problem med köldmediehantering, samtidigt som fjärrkylaleverantören kan visa på en mycket effektiv kylproduktion och en miljömässigt god hantering av eventuella köldmedier, så kommer detta att vara mycket starka argument för fjärrkylaleverantören (resonemanget känns igen från fjärrvärmesidan).

Det både ekonomiskt och miljömässigt bästa sättet att producera kyla till ett fjärrkylanät är att använda frikyla där sådan är tillgänglig. Här är det framför allt vatten från sjöar och vattendrag som kommer ifråga. Produktionskostnaden blir försumbar eftersom kylan redan "finns" och det blir istället investeringar i ledningsdragning och pumparbete som belastar denna produktionsform. Även om det i anslutning till ett fjärrkylanät finns tillgång till sjöar och/eller vattendrag är det ändå inte säkert att dessa går att använda för kylproduktion, eftersom temperaturnivån kan vara för hög under de varmare delarna av året.

System som innefattar värmedrivna kylproduktionsenheter som absorptionskyla och/eller sorptiv kyla kommer troligen att bli fler. Dagens absorptionskylmaskiner är inte dimensionerade för de temperaturnivåer man har i fjärrvärmenät sommartid, vilket innebär att det finns en avsevärd potential för prisminskningar för dessa i samband med att dimensioneringen anpassas. Sorptiva aggregat kommer att bli allt vanligare i fjärrkylsystem, även där ledningsnät finns för kyla. Här har de sorptiva aggregaten sin plats utanför ledningssträckningen för kyl-nätet, men i områden som täcks in av fjärrvärmenätet. När fjärrkylleverantören erbjuder kunden "färdig kyla" kan kylan mycket väl levereras med ett sorptivt aggregat. Framgent kommer det således att finnas fjärrkylleverantörer som äger sorptiva aggregat vilka är en del av kundens ordinarie luftbehandlingsaggregat.

Inom en nära framtid syns inga möjligheter att införliva ejektorkyla i någon större utsträckning, eftersom tekniken till avsevärda delar fortfarande befinner sig i forskningsstadiet vad gäller dessa tillämpningar.

Generellt kommer den framtida kylproduktionen i Sverige att vara blandad, även inom ett och samma fjärrkylaområde. Hur stor andelen värmedrivna produktionsenheter kommer att bli beror till stor del på hur billigt fjärrvärme kan produceras under sommaren.

Ett försök till sammanställning av olika produktionsteknikers för- och nackdelar i vad avser ett antal parametrar återfinns i tabell 6.11.

Tabell 6.11 Olika produktionsteknikers för- och nackdelar. I tabellen är ejektorkyla utelämnat eftersom den tekniken fortfarande är så långt från praktisk tillämpning i fjärrkylsammanhang att det inte med rimlig säkerhet går att bedöma ingående parametrar.

	Absorptionskyla	Kompressorkyla	Sorptiv kyla	Frikyla
Investering	-	+	+	+
Driftkostnad	+/-2)	-	+/-2)	+
Underhållskostnad	+	+/-1)	+	+
Miljö	+	-	+	+
Tillgänglighet	+	+	+	-

- 1) Här ingår en bedömning om huruvida underhållskostnader skall belasta den normala värmepumpdriften.
- 2) Driftkostnaden starkt avhängig av fjärrvärmepriset sommartid.

7 BEHOV AV FORTSATTA STUDIER

Vad gäller kyllasternas utseende skulle fallstudier vara av intresse, där man mera noggrant studerar ett eller ett par områden som projekteras för fjärrkyla. Studien/studierna skulle inriktas mot att se vad som kan göras i de befintliga fastigheterna vad gäller kylbehovet, innan man fastställer hur stor sammanlagrad kyllast kommer att bli. Sannolikt finns stora besparingar att hämta vad gäller fastigheternas kylbehov. Ett sådant arbete skulle utmynna i någon form av "lathund", i vilken tillvägagångssätt för att finna typiska kylbesparingar beroende på typ av fastighet, typ av interna distributionssystem, etc, går igenom. En sådan "lathund" skulle vara värdefull vid projektering av nya fjärrkylaområden, bl a för att bättre kunna förut säga framtida kylenergibehov inom områdena.

Vad gäller absorptionskyltekniken ligger högsta prioritet vid att utveckla en absorptionskylmaskin dimensionerad och optimerad för svenska förhållanden både vad gäller klimat och temperaturer på det varmvatten som används som drivenergi. På så sätt skulle investeringskostanden kraftigt kunna sänkas. I andra hand gäller det att söka efter generella möjligheter att ytterligare förbättra effektiviteten på absorptionskylmaskinen, för att därmed sänka energiförbrukningen.

Simuleringar av värmeväxlarytor hos en standard enkeleffekts absorptionskylmaskin dimensionerad för 120 °C, men driven med 80-gradig värme har gjorts på institutionen för kemi-teknik, KTH. Simuleringar har även utförts för en absorptionskylmaskin dimensionerad för 80 °C på drivenergin. Resultatet av dessa simuleringar är att totala värmeväxlararean minskar med cirka 50% vid dimensionering för 80°C jämfört med en dimensionering för 120°C, och för övrigt samma förutsättningar. Detta på grund av att absorptionskylmaskinen som är dimensionerad för 120°C på drivvärmen blir överdimensionerad i alla delar utom generatoren. Investeringskostanden skulle därför vara betydligt mindre för en rätt designad värmepump.

Den teoretiska dimensioneringen för absorptionskylmaskinerna för drivvärme 80 °C behöver kompletteras med experimentella försök. Detta kan ske på en liten anläggning för en kyleffekt på 10 kW. Genom att variera driftsförhållanden kan en ökad förståelse fås för hur designen av AKM kan optimeras. Samtidigt bör man studera hur styrning och reglering av cykeln kan förbättras vid förändringar i driftsbetingelser så att processen körs optimalt även utanför dimensioneringsgrundande betingelser. Detta är mycket viktigt eftersom det ständigt uppstår förändring i kyllastbehov, temperatur på kylvatten eller utomhustemperatur. Dessa experimentella studier borde ligga till grund för en matematisk modell av förloppen i absorptionskylcykeln och med hjälp av denna kan ett simuleringsprogram skapas. Härur kan en designmetod för lågtemperatur absorptionskylmaskiner tas fram för att snabbt kunna dimensionera för olika driftsförhållanden och kyleffekter.

Vad gäller en generell förbättring av absorptionskylmaskiner är det främst genom att förbättra mass- och värmetransporten i absorptionsmaskinens olika delar som en ökad effektivitet kan uppnås. En förbättring av mass- och värmetransporten leder också till en minskning av kylmaskinens totala volym, vilket kan vara av stor betydelse då den skall monteras i en befintlig byggnad. En väg för att förbättra mass- och värmetransport går via ytaktiva additiver, vilka används redan idag i kommersiella kylmaskiner. Genom teoretiska studier har nya additiver

tagits fram vid Institutionen för Kemiteknik. De beräknas ge en 30%-ig förbättring i mass- och värmetransport i absorbatoren. En annan väg för att uppnå förbättrad mass- och värmeöverföring är genom att använda andra slags värmeväxlare än de traditionella tubvärmeväxlarna, exempelvis lamellvärmeväxlare. En positiv effekt med att använda lamellvärmeväxlare är att absorptionskylmaskinen skulle minska i storlek, då även värmeöverföringskapaciteten per volymsenhet är större än för tubvärmeväxlare. En tredje väg för att öka värmeöverföringen är genom förbättring av vätningen av värmeväxlarytorna. Dels påverkas detta av värmeväxlarytornas struktur och ytaktiva additiver men det är också viktigt med optimala distributörer för de använda värmeväxlarna. På alla dessa områden behövs experimentella studier för att ta fram optimala betingelser för en hög värmeöverföring.

En väg att gå för att få ned investeringskostnaden på kylmaskiner är att koppla samman kylmaskinen med ett kylager. Vad gäller kompressorkylmaskiner kan detta även sänka driftkostnaden. Säsongslager av olika slag är väl kända och används idag, till exempel i centrala Stockholm. Vad gäller dygnslager är det främst vattenlager och islager som är i bruk. I kapitel 4 anges dock ett antal negativa egenskaper med dessa och ett alternativ ges, lagring av kyla med fasändringsmaterial. För att kommersiellt kunna använda fasändringsmaterial för kylagring, kopplat till kylmaskiner, behövs det mer forskning och utveckling, främst inom följande tre delområden.

- Lämpliga material för lagring av komfortkyla måste tas fram genom att experimentellt undersöka materialegenskaper som smälttemperatur och termisk stabilitet.
- Inneslutningen av fasändringsmaterialet måste lösas på ett sätt som säkerställer en god värmetransport in i och ut ur lagret.
- Utformningen av systemet kylager-kylmaskin måste studeras för att ta fram en effektiv design och styrmodell.

Systemjämförelsen i denna rapport baseras på dagens elproduktionssystem med låga koldioxidutsläpp. Detta medför att produktionssystem som drivs med el (direkt eller indirekt) är associerade med låga koldioxidutsläpp. I framtida elproduktionssystem kommer koldioxidutsläppen att förändras. Dessutom kommer med största sannolikhet kraftvärmeteknikerna att öka vilket även påverkar koldioxidutsläppen. Resultaten i denna rapport är därför inte applicerbara med ett förändrat elproduktionssystem. I ett sådant system kan väsentligt annorlunda resultat förväntas. En jämförelse mellan olika kyltekniker bör därför genomföras för möjliga framtida elproduktionssystem med kraftvärmetekniker i fjärrvärmesystemen. Förutom ett förändrat elproduktionssystem är en analys av energiprisernas inverkan på jämförelsen av intresse.

REFERENSER

- [1] Lindgren Lars, Eklund Urban: Utvärdering av fjärrkyla i Västerås, Värmeforsk rapport 534 1995 ISSN 0282-3772
- [2] Fjärrkyla, Fjärrkylan i Sverige, Värmeverksföreningen.
- [3] Reindl, Douglas T., 1994, "Characterizing the Marginal Basis Source Energy Emissions Associated with Comfort Cooling Systems", University of Wisconsin HVAC&R Center, TSARC 94-1.
- [4] Andrepont, John S., Kooy, Richard J., Winters, Philip J., 1995, "Energy and economic implication of combining district cooling with thermal storage", IDEA Proceedings of the 10th Annual Cooling Conference.
- [5] Dorgan, Charles E., Elleson, James S., 1993, "Design guide for cool thermal storage", ASHRAE, ISBN 1-883413-07-9.
- [6] Fermback, Göran, 1995, "District cooling in Stockholm using sea water", IDEA Proceedings of the 10th Annual Cooling Conference.
- [7] Behschnitt, S. A, Reindl, D. T., Mitchell, J. W., 1997, "Density Depressed Stratified Chilled Water Storage Systems", IIR Proceedings of the International Symposium "Air Conditioning in High Rise Buildings", Shanghai, China.
- [8] Bedecarrats, J. P., Strub, F., Falcon, B., Dumas, J.P., 1995, "Experimental and numerical analysis of the undercooling in a phase-change energy storage", IIR/IIF, 19th International Congress of Refrigeration.
- [9] Andersson, G., Kapper, R., Klefbom, S., Kyytsönen, L., Ytterberg, P., 1996, "Ackumulator för fjärrkylanätet i Stockholm" Ett projektarbete av högkursen i kraft & värmeteknologi KTH 95/96.
- [10] Fiorino, Donald P., 1996, "Twenty-Five Ways to Raise Your Chilled-Water Temperature Differential", ASHRAE Transactions 1996, V. 102, Pt. 1.
- [11] Aizawa, J., Hamaoka, S., Ino, N., Kuriyama, T., Ohtsu, M., 1997, "Development of Cooling System Using Slurry Ice Transportation (NO.1) Experiments On Elements Of Slurry Ice Transportation", IIR Proceedings of the International Symposium "Air Conditioning in High Rise Buildings", Shanghai, China.
- [12] Kuriyama, T., Sawahata, Y., 1997, "Development of Cooling System Using Slurry Ice Transportation (NO.3) Slurry Ice Transportation And Cold Air Distribution System - Case Introduction" Air Conditioning in High Rise Buildings, Shanghai, China.

- [13] Winters, Philip, J., Kooy, Richard, 1991, "Direct Freeze Ice Slurry District Cooling System Evaluation" IDHCA proceedings of 82nd annual conference.
- [14] Sokolov, M., Hershgal, D., "Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat" Rev. Int. Froid 1990 Vol13, p351-p356.
- [15] Kvist, Cecilia, Eriksen, Kent, 1990, "Ångstrålkylmaskinen- Uppbyggnad, Funktion och Användningsområden", Projektuppgift i Kylteknik högre kurs, Institutionen för Mekanisk Värmeteori och Kylteknik, KTH, Stockholm.
- [16] Lundqvist, Per, "Ångstrålevärmepump för värmeåtervinning ur förbränningsgaser", 1986 Värmeforsk, Rapport nr. 86.361.B2B.
- [17] Dorgan, Charles E., Elleson, James S., 1993, "Design guide for cool thermal storage", ASHRAE, ISBN 1-883413-9, p6-1.
- [18] Yamaha, M., 1997, "Considerations of latent heat storage systems for space cooling", IIR Proceedings of the International Symposium "Air Conditioning in High Rise Buildings", Shanghai, China.
- [19] Potter, R., Weitzel, D., King, D., Boettner, D., 1995, "Study of operational experience with thermal storage systems", ASHRAE Transactions 1995, V. 101, Pt. 2.
- [20] Dorgan, C.B., Leight, S.P., Dorgan, C.E., 1995, "Application Guide for Absorption Cooling/Refrigeration Using Recovered Heat", ASHRAE 1995.
- [21] Herold, K.E., Radermacher, R., Klein, S.A., 1996, "Absorption Chillers and Heat Pumps", CRC Press 1996.
- [22] Schlattmann, A.T.M., Fortuin J.B., 1995, "District Heating for Complete HVAC; Application of Absorption Type Chillers for Cooling of Large Buildings by Means of Heat from District Heating", 19th International Congress of Refrigeration 1995, Proceedings Volume IIIb, p857-864.
- [23] Schweigler, C., Riesch, P., Alefeld, G., 1995, "Using of District Heating Networks for Air Conditioning" 19th International Congress of Refrigeration 1995, Proceedings Volume IIIb, p865-872.
- [24] Schweigler, C., Riesch, P., Demmel, S., Alefeld, G., 1996, "A New Absorption Chiller to Establish Combined Cold, Heat, and Power Generation Utilizing Low-Temperature Heat", ASHRAE Transactions 1996, V 102, part 1 och ASHRAE Technical Data Bulletin 12, part 1, Absorption/Sorption Heat Pumps and Refrigeration Systems, p81-90.

Appendix 1 Underlag till beräkningar i kapitel 6

Jämförelse mellan centrala och lokala kylmaskiner i högtemperaturfallet.
Underlag till figurerna 6.1 till 6.8

De årliga energikostnaderna är hämtade från Tabell 6.5. Energifkostnaderna inkluderar kostnaderna för det integrerade systemet fjärrvärme och fjärrkyla.

De årliga kapitalkostnaderna beräknas som:

$$K_{\text{nät}} = r_{\text{nät}} L a \text{ kr/år}$$

$$K_{\text{kyl}} = r_{\text{kyl}} Q a \text{ kr/år}$$

$$K_{\text{und}} = r_{\text{kyl}} Q m \text{ kr/år}$$

Där

$K_{\text{nät}}$ Årlig kapitalkostnad för fjärrkylnätet (kr/år)

K_{kyl} Årlig kapitalkostnad för kylmaskinerna (kr/år)

K_{und} Årlig underhållskostnad (kr/år)

$r_{\text{nät}}$ specifik nätkostnad (kr/m), se Tabell 6.4

r_{kyl} specifik kylmaskinskostnad (kr/kW), se Tabell 6.3

Q kyleffekt (kW)

L nätlängd (m)

m årliga underhållskostnader, % av investeringen, se Tabell 6.3

a annuitetsfaktor (1/år)

	Spillvärmebaserat nät Fall A	Biobränslebaserat nät Fall B	Traditionell nät, Fall C
	kkkr/år	kkkr/år	kkkr/år
Central kompressionskyla			
Kapitalkostnad kylmaskiner	1.289	1.289	1.289
Underhållskostnader kylmaskiner	750	750	750
Energikostnader, systemet fjärrvärme och fjärrkyla	53.441	51.014	77.250
Summa	55.478	53.051	79.287
Central absorptionskyla, scenario I, högtemperaturnät			
Kapitalkostnad kylmaskiner	3.862	3.862	3.862
Underhållskostnader kylmaskiner	1.350	1.350	1.350
Energikostnader, systemet fjärrvärme och fjärrkyla	53.707	52.728	81.799
Summa	58.919	57.939	87.011
Central absorptionskyla, scenario II, högtemperaturnät			
Kapitalkostnad kylmaskiner	3.862	3.862	3.862
Underhållskostnader kylmaskiner	1.350	1.350	1.350
Energikostnader, systemet fjärrvärme och fjärrkyla	54.055	54.127	81.799
Summa	59.267	59.338	87.011
Lokal kompressionskyla			
Kapitalkostnad kylmaskiner	6.258	6.258	6.258
Underhållskostnader kylmaskiner	3.990	3.990	3.990
Energikostnader, systemet fjärrvärme och fjärrkyla	55.684	53.779	80.105
Summa	65.932	64.027	90.354

Lokal absorptionskyla, scenario I, högtemperaturnät			
Kapitalkostnad kylmaskiner	6.436	6.436	6.436
Underhållskostnader kylmaskiner	2.250	2.250	2.250
Energikostnader, systemet fjärrvärme och fjärrkyla	53.707	52.728	81.799
Summa	62.393	61.414	90.485
Lokal absorptionskyla, scenario II, högtemperaturnät			
Kapitalkostnad kylmaskiner	6.436	6.436	6.436
Underhållskostnader kylmaskiner	2.250	2.250	2.250
Energikostnader, systemet fjärrvärme och fjärrkyla	54.055	54.127	81.799
Summa	62.741	62.813	90.485

RAPPORTFÖRTECKNING

Samtliga rapporter kan beställas hos Energikontorets Förlagsservice.
Telefon: 08 - 677 26 00, Telefax: 08 - 677 26 05

<i>Nr</i>	<i>Titel</i>	<i>Författare</i>	<i>Publicerad</i>
FORSKNING OCH UTVECKLING - RAPPORTER			
1	Inventering av skador på befintliga skarvar med CFC-blåsta respektive CFC-fria fogskum	Hans Torstensson	maj-96
2	Tryckväxlare - Status hösten 1995	Bror-Arne Gustafson Lena Olsson	maj-96
3	Bevakning av internationell fjärrvärmeforskning	Sture Andersson Gunnar Nilsson	maj-96
4	Epoxirelining av fjärrvärmerör	Jarl Nilsson	sep-96
5	Effektivisering av konventionella fjärrvärmecentraler (abonnentcentraler)	Lena Råberger Håkan Walletun	okt-96
6	Auktorisation av montörer för montage av skarvhylsor och isolering Former och utvärdering	Lars-Åke Cronholm	okt-96
7	Direkt markförlagda böjar i fjärrvärmeledningar	Jan Molin Gunnar Bergström	dec-96
8	Medierör av plast i fjärrvärmesystem	Håkan Walletun Heimo Zinko	dec-96
9	Metodutveckling för mätning av värmekonduktiviteten i kulvertisolering av polyuretanskum	Lars-Åke Cronholm Hans Torstensson	dec-96
10	Dynamiska värmelaster från fiktiva värmebehov	Sven Werner	mars-97
11	Torkning av tvätt i fastighetstvättstugor med fjärrvärme	H. Andersson J. Ahlgren	maj-99
12	Omgivningsförhållandenas betydelse vid val av strategi för ombyggnad och underhåll av fjärrvärmenät. Insamlingsfasen	Sture Andersson Jan Molin Carmen Pletikos	dec-97
13	Svensk statlig fjärrvärmeforskning 1981-1996	Mikael Henriksson Sven Werner	dec-97
14	Korrosionsrisker vid användning av stål- och plaströr i fjärrvärmesystem - en litteraturstudie	Petter Tarkpea	dec-97
15	Värme- och masstransport i mantelrör till ledningar för fjärrkyla och fjärrvärme	Daniel Eriksson Bengt Sundén	dec-97
16	Utvärdering av fuktinträngning och gasdiffusion hos gamla kulverttröar "Hisings-Backa"	Ulf Jarfelt	dec-97
17	Kulvertförläggning med befintliga massor	Jan Molin Gunnar Bergström Stefan Nilsson	dec-97
18	Värmeåtervinning och produktion av frikyla - två sätt att öka marknaden för fjärrvärmedrivna absorptionskylmaskiner	Peter Margen	dec-97

<i>Nr</i>	<i>Titel</i>	<i>Författare</i>	<i>Publicerad</i>
19	Projekt och Resultat 1994-1997	Anders Tvärne	mars-98
20	Analys av befintliga fjärrkylakunders kylbehov	Stefan Aronsson Per-Erik Nilsson	mars-98
21	Statusrapport Trycklösa Hetrattenackumulatorer	Mats Lindberg Leif Breitholtz	maj-98
22	Round Robin test av isolerförmågan hos fjärrvärmerör	Ulf Jarfelt	maj-98
23	Mätvärdesinsamling från inspektionsbrunnar i fjärrvärmesystem	Håkan Walletun	juni-98
24	Fjärrvärmerörens isolertekniska långtidsegenskaper	Ulf Jarfelt Olle Råmnäs	juni-98
25	Termisk undersökning av koppling av köldbärarkretsar till fjärrkylanät	Erik Jonson	juni-98
26	Reparation utan uppgrävning av skarvar på fjärrvärmerör	Jarl Nilsson Tommy Gudmundson	juni-98
27	Effektivisering av fjärrvärmecentraler – metodik, nyckeltal och användning av driftövervakningssystem	Håkan Walletun	apr-99
28	Fjärrkyla. Teknik och kunskapsläge 1998	Paul Westin	juli-98
29	Fjärrkyla – systemstudie	Martin Forsén Per-Åke Franck Mari Gustafsson Per-Erik Nilsson	juli-98
30	Nya material för fjärrvärmerör. Förstudie/litteraturstudie	Jan Ahlgren Linda Berlin Morgan Fröling Magdalena Svanström	dec-98
31	Optimalt val av värmemätarens flödesgivare	Janusz Wollerstrand	maj-99
32	Miljöanpassning/återanvändning av polyuretanisolerade fjärrvärmerör	Morgan Fröling	dec-98
33	Övervakning av fjärrvärmenät med fiberoptik	Marja Englund	maj-99
34	Undersökning av golvvärmesystem med PEX-rör	Lars Ehrlén	apr-99
35	Undersökning av funktionen hos tillsatser för fjärrvärmevatten	Tuija Kaunisto Leena Carpen	maj-99
36	Kartläggning av utvecklingsläget för ultraljudsmätare	Jerker Delsing	nov-99
37	Förbättring av fjärrvärmecentraler med sekundärnät	Lennart Eriksson Håkan Walletun	maj-99
38	Ändgavlar på fjärrvärmerör	Gunnar Bergström Stefan Nilsson	sept-99
39	Användning av lågtemperaturfjärrvärme	Lennart Eriksson Jochen Dahm Heimo Zinko	sept-99
40	Tätning av skarvar i fjärrvärmerör med hjälp av material som sväller i kontakt med vatten	Rolf Sjöblom Henrik Bjurström Lars-Åke Cronholm	nov-99

<i>Nr</i>	<i>Titel</i>	<i>Författare</i>	<i>Publicerad</i>
41	Underlag för riskbedömning och val av strategi för underhåll och förnyelse av fjärrvärmeledningar	Sture Andersson Jan Molin Carmen Pletikos	dec-99

FORSKNING OCH UTVECKLING – ORIENTERING

1	Fjärrkyla: Behov av forskning och utveckling	Sven Werner	jan-98
2	Utvärdering av fjärrkyla i Västerås. Uppföljning av Värmeforsk rapport nr 534. Mätvärdesinsamling för perioden 23/5 – 30/9 1996.	Lars Lindgren Conny Nikolaisen	jan-98
3	Symposium om Fjärrvärmeforskning på Ullinge Wårdshus i Eksjö kommun, 10-11 december 1996	Lennart Thörnqvist	jan-98
4	Utvärdering av fjärrkyla i Västerås. Uppföljning av Värmeforsk rapport nr 534. Mätvärdesinsamling för period 2. 1/1 – 31/12 1997.	Conny Nikolaisen	juli-98
5	Metodutveckling för mätning av värmekonduktiviteten i kulvertisolering av polyuretanskum	Lars-Åke Cronholm Hans Torstensson	sept-99

Förteckning över tidigare publicerade rapporter från Värmeforsk Hetvattenteknik som kan beställas hos Energikontorets Förlagsservice.

<i>Nr</i>	<i>Titel</i>	<i>Författare</i>	<i>Publicerad</i>
DISTRIBUTIONSTEKNIK			
540	Expansionskuddar för direktförlagda fjärrvärmeledningar - med huvudinriktning på mineralullsprodukter	Sture Andersson Bjarni Jansson	jun-95
525	Rundgångars ekonomiska betydelse för fjärrvärmenäten Investerings-, drift- och underhållskostnader	Peter Herbert	feb-95
463	Sänkt drifttemperatur i fjärrvärmenät - fältmätningar och bestämningar av fysikaliska egenskaper för cellbetong	Jan Molin Ronny Nilsson	dec-92
450	Utveckling av metoder för kvalitetssäkring av mantelrörsskarvar	Lars-Åke Cronholm Rolf Westin	jul-92
446	Bärförmåga hos CFC-fri kulvertisolering vid drifttemperatur Del 1: Provningsmetod för bestämning av axiell skjuvhållfasthet hos kulvertrör Del 2: Krypning vid radiell tryckbelastning	Ulf Jarfelt Gunnar Bergström Jonas Karlsson	jul-92
445	Direktläggning av fjärrvärmerör	Jan Fallsvik Alf Lindmark Eva Pettersson	jul-92
429	Freonfria isolermaterial för fjärrvärmekulvertar. Vacuumpulverisolering och CO ₂ -bläst polyuretanskum	Bert Oddving Heimo Zinko	maj-92
412	Läcksökning i fjärrvärmekulvertar	Heinz Thurner	dec-91

<i>Nr</i>	<i>Titel</i>	<i>Författare</i>	<i>Publicerad</i>
364	Underhållsstrategi för distributionsnät. Förstudie	Lennart Strömwall Leif Lemmeke	mar-90
340	Corona-behandlingens betydelse för mantelrör till fjärrvärmeledningar samt metod och krav för kvalitetskontroll	Lars-Eric Jansson	maj-89
335	Anvisningar för schaktning och andra arbeten i närheten av direktskummande PUR-kulvertar	Håkan Carlsson Jan Molin	apr-89
318	Sänkt drifttemperatur i fjärrvärmenät - konsekvenser i distributionsnät	Jan Molin Ronny Nilsson Helge Bergström	okt-88
315	Skumkvalitet vid låga omgivningstemperaturer och varierande mediarörtemperaturer	Johan Ljungqvist	okt-88
286	Larmsystem - Kompatibilitet	Christer Bodin John Ljungqvist Tor Rundström	dec-87
260	Skumkvalitet vid låga omgivningstemperaturer	Lars Blomqvist John Ljungqvist	mar-87
259	Kvalitetsprovning av PUR-skumisolering	John Ljungqvist Rolf Westin	mar-87
258	Spänningsanalys av fjärrvärmeledningar Del 3. Dimensioneringsanvisningar och dimensioneringsprogram för T-stycken	Sture Andersson Håkan Carlsson Jan Molin	mar-87
257	Skador på mantelrörskarvar	John Ljungqvist Bert Oddving Rolf Westin	mar-87
256	Markförlagda fjärrvärmeledningars temperaturhöjande effekt för intilliggande ledningar	Håkan Carlsson Jan Molin	mar-87
249	Metod för röntgenradiografering av isolerskikt i kulvertar för fjärrvärmeledningar	Stig Dahn	feb-87
237	Underhållsplanering av fjärrvärmenät	Thomas Asp Anders Eriksson Håkan Danielsson Stig Hård Bertil Wiktorén	aug-86
226	Skumutfyllnad i kulvertskarvar	Lars Blomqvist John Ljungqvist	maj-86
201	Friktionsfixerade fjärrvärmeledningar. Fältmätningar i Lund. Del 2	Dan Olofsson Jan Molin Kurt Bergendorff	aug-85

FJÄRRVÄRMECENTRALTEKNIK

556	VÄRMEVÄXLARRENOVERING - Materialpåverkan vid kemisk rengöring av värmeväxlare	Lars-Åke Cronholm	dec-95
-----	---	-------------------	--------

<i>Nr</i>	<i>Titel</i>	<i>Författare</i>	<i>Publicerad</i>
546	Försmutningsförlopp i plattvärmväxlare för fjärrvärmeabonnentcentraler	Janusz Wollerstrand Svend Frederiksen	aug-95
545	Funktions- och kvalitetsprovning av abonnentcentraler i fjärrvärmesystem	Håkan Walltun Peter Gummérus	aug-95
505	Prestandabestämning och förbättring av abonnentcentraler < 50 kW	Lena Råberger Peter Gummérus Håkan Walltun	apr-94
413	Skadinverntering, Abonnentcentraler	Bo Östlund	dec-91
411	Inverkan på returtemperaturen vid ackumulering av tappvarmvatten i abonnentcentraler	Sture Sikström	dec-91
365	Dynamisk provning av värmväxlare med hjälp av processidentificering	Håkan Walltun Bengt-Göran Bergdahl Bert Oddving	mar-90
360	Laboratorieprovning av villaabonnentcentraler	Johan Winberg	dec-89
355	Fjärranalys av undercentraler	Joakim Marklund	okt-89
321	Undercentralers reglering	Michael Thiede	okt-88
302	Diagnostikutrustning för 2-stegskopplade abonnentcentraler	Ulf Jansson	apr-88
272	Avkylning av fjärrvärmevatten i befintliga abonnentcentraler	Annika Winberg Sven Werner	aug-87
267	Undercentraler - Litteraturstudie av tidigare arbeten	Raija Leppänen	maj-87
255	Inkoppling av varmvattenberedare vid installation av värmepump	Göran Dahlén	mar-87

MÄTTEKNIK

547	Jämförelsemätningar av flödeshastighet mellan ultraljudsmätare av Clamp-On typ och debiteringsmätare i fjärrvärmeabonnentcentraler	Jerker Delsing Bernt Svensson	aug-95
-----	--	----------------------------------	--------

SYSTEMTEKNIK

534	Utvärdering av fjärrkyla i Västerås	Lars Lindgren Urban Eklund	feb-95
527	Friktionsnedsättande tillsatserns inverkan på miljön - Del 1	Henrik Bjurström Staffan Grönholm Bengt-Åke Nystrand	feb-95
512	Friktionsnedsättning i fjärrvärmenät genom tillsats av tensider - En teknisk och ekonomisk bedömning	Henrik Bjurström Lars-Åke Cronholm	jul-94
481	Tryckväxlare - en anordning för effektivisering av fjärrvärmesystem	Bror-Arne Gustafson	sep-93
363	Leveranssäkerhet i fjärrvärmesystem	Sture Andersson Carl Mattsson	dec-89

<i>Nr</i>	<i>Titel</i>	<i>Författare</i>	<i>Publicerad</i>
320	Leveranssäkerhet vid värmedistribution	Lennart Josefsson Hans Åkesson	okt-88
298	Inventering av datorprogram för simulering och optimering av fjärrvärmesystem	Hans Gransell Anders Östergren	mar-88

RAPPORTER FRÅN ANDRA FORSKNINGS-GRUPPER

483	Korrosion hos emaljerade ytor i varmvattensystem	Britt-Marie Svensson	sep-95
380	Korrosionsstudier av emaljerade varmvattenberedare	Britt-Marie Svensson	nov-90
343	Färgämne för läckageindikering i fjärrvärmesystem	Torsten Bauer Björn Carlsson Folke Persson	jul-89
294	Akkumulatorsystem för driftutjämning	Bertil Köhler	mar-88
221	Säkerhet vid elpannedrift	Bertil Köhler	apr-86

Svenska Fjärrvärmeföreningens Service AB och Statens Energi-
myndighet bedriver forskningsprogram inom området fjärrvärme
hetvattenteknik och fjärrkyla.

SVENSKA FJÄRRVÄRMEFÖRENINGENS SERVICE AB

101 53 STOCKHOLM

Besöksadress: Olof Palmes gata 31, 6 tr

Telefon 08 - 677 25 50, Telefax 08 - 677 25 55

Förlagsservice, beställning av trycksaker:

Telefon 08 - 677 26 00, Telefax 08 - 677 26 05