



Det här verket har digitaliserats vid Göteborgs universitetsbibliotek och är fritt att använda. Alla tryckta texter är OCR-tolkade till maskinläsbar text. Det betyder att du kan söka och kopiera texten från dokumentet. Vissa äldre dokument med dåligt tryck kan vara svåra att OCR-tolka korrekt vilket medför att den OCR-tolkade texten kan innehålla fel och därför bör man visuellt jämföra med verkets bilder för att avgöra vad som är riktigt.

This work has been digitized at Gothenburg University Library and is free to use. All printed texts have been OCR-processed and converted to machine readable text. This means that you can search and copy text from the document. Some early printed books are hard to OCR-process correctly and the text may contain errors, so one should always visually compare it with the images to determine what is correct.



**Rapport**

**R114:1984**

# **Naturgasvärmepumpar i anslutning till sydgasnätet**

**Förstudier**

**Lars Olof Matsson  
Svante Landare  
Kjell Wanselius**

INSTITUTET FÖR BYGGDOKUMENTATION	
Accnr	
Plac	ser

K  
AW

**Bygghforskningsrådet**

R114:1984

NATURGASVÄRMEPUMPAR I ANSLUTNING TILL SYDGASNÄTET

Förstudier

Lars Olof Matsson  
Svante Landare  
Kjell Wanselius

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag  
810874-9 från Statens råd för byggnadsforskning  
till Hugo Theorells Ingeniörsbyrå AB, Solna.

I Bygghörskningsrådet's rapportserie redovisar forskaren  
sitt anslagsprojekt. Publiceringen innebär inte att rådet  
tagit ställning till åsikter, slutsatser och resultat

R114:1984

ISBN 91-540-4222-4

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Liber Tryck Stockholm 1984

## INNEHÅLLSFÖRTECKNING

1.	SAMMANFATTNING.....	5
2.	BAKGRUND, SYFTE OCH METOD.....	7
3.	AVGRÄNSNINGAR.....	9
4.	MOTORDRIVNA VÄRMEPUMPAR.....	11
4.1	Inledning.....	11
4.2	Ottomotor.....	11
4.2.1	Komponenter.....	11
4.2.2	Prestanda.....	11
4.2.3	Bränslekrav.....	13
4.2.4	Drift.....	15
4.2.5	Underhåll.....	17
4.3	Stirlingmotor.....	18
4.3.1	Användning.....	19
4.3.2	Teori.....	19
4.3.3	Komponenter.....	19
4.3.4	Prestanda.....	21
4.3.5	Drift och underhåll.....	21
4.3.6	Sammanfattning Stirlingmotor.....	21
4.4	Gasturbindrivna värmepumpar.....	21
4.4.1	Användning.....	21
4.4.2	Teori.....	22
4.4.3	Komponenter.....	22
4.4.4	Prestanda.....	25
4.4.5	Avgaspanna.....	25
4.4.6	Drift.....	28
4.4.7	Underhåll.....	29
4.5	Utveckling av gasmotordrivna värmepumpar	29
5.	ABSORPTIONSVÄRMEPUMPAR (AVP).....	31
6.	VÄRMEFAKTORER OCH EFFEKTFAKTORER.....	37
7.	INVESTERINGSKOSTNADER - JÄMFÖRELSE.....	41
8.	KONSEKVENSER PÅ SYDGASNÄTETS BELASTNING	43
9.	EXEMPEL PÅ ANVÄNDNING AV GASDRIVNA VÄRME- PUMPAR.....	47
10.	KONVERTERING AV ELDRIVEN VÄRMEPUMP TILL NATURGASDRIVEN.....	59
11.	MILJÖEFFEKTER FRÅN AVGASERNA.....	63
12.	STUDIERESA TILL JAPAN.....	65
13.	REFERENSER.....	79
14.	LITTERATUR.....	81



## 1. SAMMANFATTNING

Naturgas införs i Sverige under 1985. Gasen kommer huvudsakligen att användas för uppvärmning.

I de områden där gasnät byggs ut kommer den att få samma påverkan på uppvärmningsformerna som fjärrvärme.

Ett alternativ till uppvärmning med naturgas är eldrivna värmepumpar.

Föreliggande utredning har som ett syfte att visa hur naturgasdrivna värmepumpar skulle kunna användas i Syd-gasnätet.

Gasdrivna värmepumpar finns inte i Sverige, men är sedan många år i drift i bl. a. Västtyskland. Rapportens tyngdpunkt har lagts vid en beskrivning av det som skiljer el- och gasmotor drivna värmepumpar och gaseldade absorptionsvärmepumpar.

I kapitel 4 redovisas gasmotorns uppbyggnad, servicebehov, drift, prestanda m.m. Man kan konstatera att en gasmotor kräver betydligt mer kunskap och skötsel än en elmotor.

I kapitel 5 beskrivs absorptionsvärmepumpen. Denna teknik är nuvara väl känd i Sverige och den första kommersiella anläggningen tas i bruk under 1984. Ur brukarens synpunkt kan en absorptionsvärmepump liknas vid en synnerligen effektiv panna.

En jämförelse av värmefaktorer mellan elmotordriven värmepump och olika gasdrivna värmepumpar görs i kapitel 6.

Något litet om investeringskostnader finns i kapitel 7.

Om gasdrivna värmepumpar införs i Sydgasnätet i stor skala påverkar detta gasförbrukningen. Detta behandlas i kapitel 8.

I Västtyskland finns hundratal gasvärmepumpar i drift. I kapitel 9 har tre av dessa tagits med som exempel på utformning av system m.m.

Ett beräkningsexempel på konvertering av en eldriven värmepump till gasmotordrift finns i kapitel 10. Där konstateras att endast förhållandet mellan energipriserna avgör konverteringens lönsamhet.

I kapitel 11 tas miljöaspekterna upp.

I projektet genomfördes en studieresa som redovisas i kapitel 12.





## 2. BAKGRUND, SYFTE OCH METOD

I Sverige inför naturgas för första gången under 1985.

Tidigare har stadsgasen använts i ett flertal städer men användningen har minskat och idag har endast fem städer kvar sin stadsgasrörelse.

Relativt andra energiformer är stadsgasen dyr i Sverige och blir därför utkonkurrerad på de flesta användningsområden. Naturgasen kommer däremot att bli relativt billig och får därför en mycket större användning.

Ett speciellt förhållande i Sverige är den billiga elkraften. Jämför med övriga Europa är det svenska elpriset bara hälften till en tredjedel.

Värmepumpar kan använda både el och naturgas som drivenergikälla. Med dagens elpriser kan naturgasen inte konkurrera. Det intressanta är emellertid vid vilket prisförhållande mellan el och gas som naturgasdrift blir konkurrenskraftigt. Sannolikeheten för att elpriset så småningom höjs relativt andra energiformer är stor. Osäkerheten består främst i tidpunkten.

I de svenska statliga och kommunala energiutredningarna har värmepumpar endast i undantagsfall tagits med. Konsekvenserna av att införa värmepumpar i energisystemet är således ej allmänt kända bland politiker och andra beslutsfattare.

I de fall värmepumpar finns med i utredningar är de eldrivna. Andra drivkällor har så vitt bekant är ej studerats. En del förstudier bekostade av BFR har dock behandlat dieseldrivna värmepumpar och några sådana installationer finns också i landet.

En intressant frågeställning är följande: Kan man vid ett ändrat prisförhållande mellan el och naturgas ändra värmepumpen från eldrift till naturgasmotordrift och är det ekonomiskt försvarbart?

Ett annat problem är att belastningen över året på det nationella naturgassystemet blir annorlunda med naturgasdrivna värmepumpar jämför med gaseldade pannor.

Syftet med denna utredning är i korthet följande:

- visa olika principer för naturgasdrivna värmepumpar
- visa och beskriva några naturgasdrivna värmepumpar i kommersiell drift
- något belysa hur naturgasnätet påverkas
- beskriva hindren för konvertering från el- till gasdrift
- redovisa miljöeffekter från gasdrivna värmepumpar

Underlaget till rapporten har erhållits genom litteraturstudier, främst tyska facktidskrifter, förfrågningar hos tillverkare, utställningsbesök och en studieresa, som redovisas i kapitel 12.

Litteraturen på området är relativt rikhaltig. Som någon hjälp för den läsare som vill fördjupa sig i ämnet ges i kapitel 14 förslag på böcker och tidskrifter där gasdrivna värmepumpar behandlas.

### 3. AVGRÄNSNINGAR

Olika värmekällor för värmepumpar behandlas inte i denna rapport, då detta ämne är föremål för ett otal andra undersökningar och här inte skulle tillföra något nytt.

Andra värmepumpar än naturgasdrivna har inte heller tagits med.

Med naturgasdrivna värmepumpar menas här sådana som utnyttjar gasen direkt och inte sådana som använder ett mellanmedium, t. ex. hetvatten eller ånga.

Utredningen har inriktats på det som särskiljer gasdrivna värmepumpar från andra värmepumpar. För kompressordrivna värmepumpar är det givetsvis drivmotorn som är det intressanta. Absorptionsvärmepumpar finns i direkteldade varianter och här är det de som är intressanta och inte de som använder ånga, vilket är vanligt.



## 4 MOTORDRIVNA VÄRMEPUMPAR

### 4.1 Inledning

Den idag vanligast förekommande motordrivna värmepumpen är den elmotordrivna.

Här kommer de typer som är aktuella för naturgasdrift att behandlas.

När det gäller konventionella drivkällor, d v s Ottomotorer och gasturbiner, har beskrivningen gjorts relativt detaljerad. Detta för att läsaren skall få en inblick i skötselbehov m m och kunna göra en jämförelse med elmotordrift.

### 4.2 Ottomotor

#### 4.2.1 Komponenter

Ottomotorns huvudkomponenter är

- motorblock med tändsystem
- växel
- kylsystem för vatten och olja
- avgassystem med värmeväxlare och ljuddämpare
- turbokompressor med luftkylare
- reglersystem
- luftintag

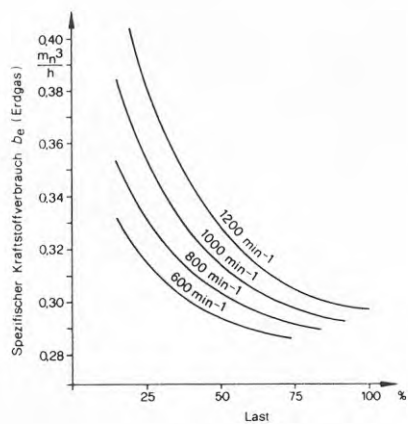
#### 4.2.2 Prestanda

Gasmotorns prestanda beror på varvtalet och belastningen. Verkningsgraden mäts vanligen som bränsleförbrukning per kWh avgiven mekanisk energi.

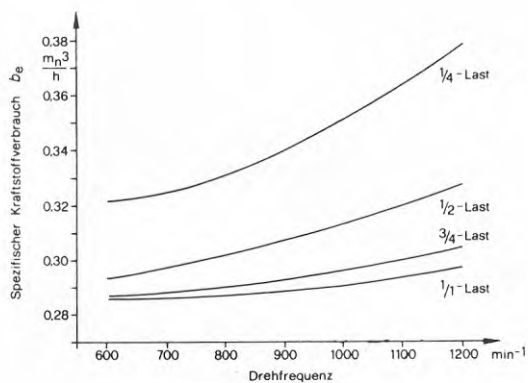
Naturgasdrivna motorer har normalt en specifik gasförbrukning av 0,27 till 0,40 m<sup>3</sup>/n/kWh. Detta motsvarar en verkningsgrad på ca 25 - 38 %.

Gasförbrukningens variation med varvtalet vid olika konstanta laster framgår av figur 4.1 och dess variation med lasten vid olika konstanta varvtal av figur 4.2.

Av figurerna framgår klart att under dessa förhållanden lägsta specifika gasförbrukning föreligger vid full last och lågt varvtal.



Figur 4.1. Bränsleförbrukning som funktion av last vid olika varvtal. Ur referens 3.



Figur 4.2. Bränsleförbrukning som funktion av varvtal vid olika last. Ur referens 3.

I figur 4.3 visas verkningsgraden för en gasmotor som driver en kylkompressor. Vid låglast får motorn gå med konstant varvtal 900 rpm. Då belastningen överskrider ca 50 % börjar varvtalet sakta öka för att nå 1000 rpm vid 100 % last.

Som syns i diagrammet är verkningsgraden hög och relativt konstant inom det område där varvtalet ändras.

I en gasmotordriven värmepump tas förutom motorns axel-effekt även värme från kylvatten och avgaser till vara. Fördelningen mellan kylvatten- och avgasvärme varierar med motorns storlek och typ samt belastning.

Överslagsmässigt gäller följande effektfördelning:

Axeleffekt	33 %
Kylvatten	30 %
Avgaser	31 %
Utstrålning	6 %

Av dessa effekter kan axel- och kylvatteneffekter utnyttjas helt. Hur mycket av avgaseffekten som utnyttjas beror på hur långt avgaserna kyls. Kyls de till 150°C utnyttjas 20 % och 11 % går förlorat. Kan kylningen gå ända till 60°C utnyttjas 26 % och endast 5 % går förlorat. Utstrålningsförlusterna kan också tas till vara i ett kylbatteri i maskinrummet.

Total verkningsgrad för gasmotorer i värmepumpar kan således uppgå till 83-95 %.

#### 4.2.3 Bränslekrav

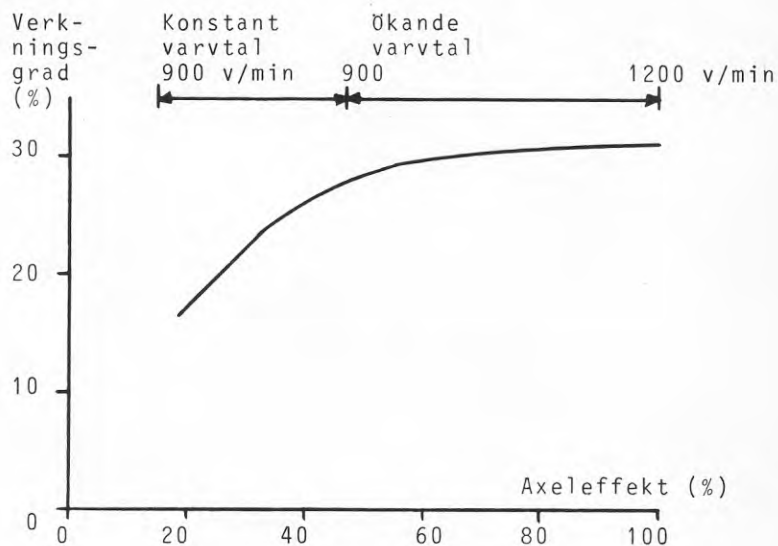
Precis som en bensinmotor kan en gasottomotor knacka. Knackningsbenägenheten beror av motorns konstruktion och bränslet. När det gäller motorbensin anges knackningsbenägenheten i oktantal. Motsvarande tal för gas är metantal. Metantalet är den viktigaste storheten vid bedömning av gasens användbarhet som drivmedel i ottomotorer.

Den mest knackningsbenägna gasen är väte med ett metantal på 0. Minst knackningsbenägen är metan, som har ett metantal på 100.

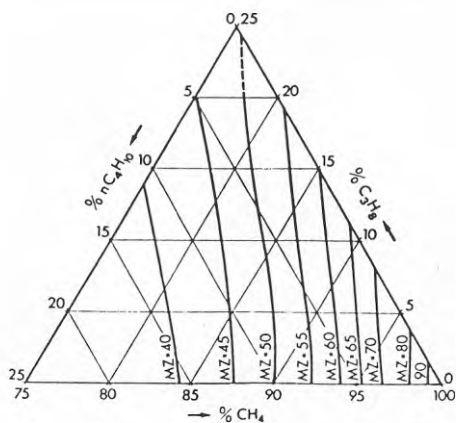
Olika gasers och gasblandningars metantal varierar med beståndsdelarna i gasen.

Vid Motorn Werke Mannheim - MWM i Västtyskland har olika gasers knackningsbenägenhet prövats i en provmotor. Metantalet kan bestämmas dels grafiskt, med hjälp av trekantdiagram som figur 4.4, och dels beräkningsmässigt. Numera kan man direkt från gasanalysen beräkna metantalet, med hjälp av dator.

De flesta naturligt förekommande naturgaser har metantal på 70 till 100. Stora problem med motordrift uppstår vid metantal under 55. Under denna gräns ligger



Figur 4.3. Verkningsgraden som funktion av avgiven axeleffekt.



Figur 4.4. Hjälpdiagram för bestämning av metantal vid olika metan/butan/propan-blandningar.



bl a propan/luftblandningar.

Genom åtgärder i motorkonstruktionen kan motorer knackningsfritt drivas med gaser med låga metantal. Sådana motorer har dock lägre verkningsgrad. De åtgärder som kan vidtagas för att sänka metantalskravet är bl a sänkning av kompressionsförhållandet, minskning av förändringen och sänkning av förbränningstemperaturen. Det senare kan åstadkommas genom kylning av luften efter avgasturbo och högt luftförhållande.

Figur 4.5 visar hur metantalsbehovet varierar med tändningsvinkeln och kompressionsförhållandet.

En annan storhet som har betydelse för motordrift är gasens Wobbe-index.

Speciellt vid variationer i Wobbe-index kan knackning uppträda, om inte motorns gas/luftblandare eller gasstryckregulator justeras.

Skador på motorn kan lätt uppstå vid situationer.

Som ett hjälpmedel mot sådana skadefall har MWM utvecklat ett övervakningssystem som känner förbränningsrumstemperaturen. Någon automatisk motorinställningsanordning som tar hänsyn till kvalitetsändringar i gasen finns dock inte ännu.

Ett viktigt observandum är att en ändring av luftförhållandet i gas/luftblandningen påverkar förbränningen i motorn och därmed också avgassammansättningen.

En sänkning av luftförhållandet leder till starkt ökande halt av  $\text{NO}_x$  i avgaserna. Ökar å andra sidan förhållandet för mycket stiger halten av oförbränt genom att motorn misständer, se figur 4.6.

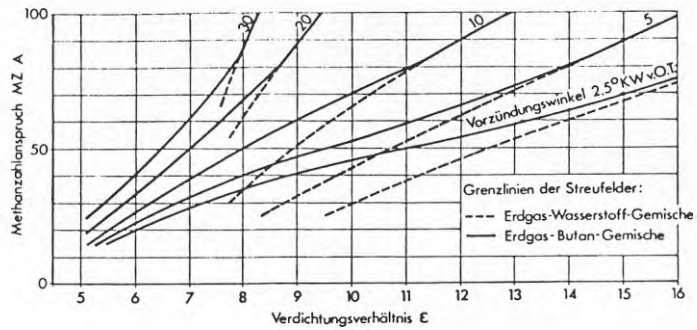
Sammanfattningsvis kan konstateras att gasens sammansättning och metantal måste vara känt för att rätt motor skall kunna väljas och att en stabil gaskvalitet ger en stabil motordrift.

#### 4.2.4 Drift

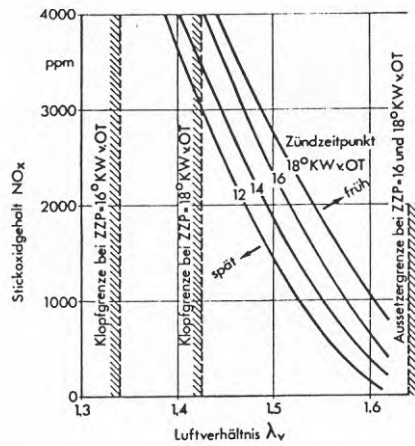
Driften av gasmotorer automatiseras alltmer. En orsak till detta är bland annat dess användning i obemannade kompressorstationer i gasnätet, där de fjärrövervakas.

Övervakningssystemet för en gasmotor omfattar normalt följande:

1. Smörjoljetryck
2. Smörjoljetemperatur
3. Kylvattentemperatur
4. Kylvattennivå
5. Övervarv
6. Underverv



Figur 4.5. Metantalskrav vid olika kompressionsförhållanden och tändvinklar. Exempel.



Figur 4.6. NO<sub>x</sub>-emissioner vid olika luftförhållanden och tändvinklar.

Då kritiska gränsvärden överskrides utgår larm och motorn stannar genom att gastillförseln stoppar.

Vid riktigt stora motorer kan övervakningssystemet även omfatta:

7. Kylvattentryck
  8. Avgastemperatur
  9. Laddningslufttryck
  10. Avgasturbovarvtal
  11. Tryckfall i luftfilter
- samt diverse temperaturer

Övervakningssystemet sköter även om samordningen med köldmediekompressorns styrsystem, så att den t ex avlastas vid start. Om gasmotorn inte startar vid ett startförsök, är ett nytt försök inprogrammerat. Misslyckas även det andra försöket utgår larm.

#### 4.2.5 Underhåll

Uppgifterna i detta kapitel är hämtade ur (1) och (3).

Underhållet av gasmotorer består av periodisk tillsyn och utbyte av delar. Intervallen mellan underhållsåtgärderna varierar med motorns användningssätt och även mellan olika motorfabrikat. Utvecklingstrenden är för närvarande att förlänga intervallen genom ändringar av konstruktion, material och system. Varje motortillverkare har scheman med rutinmässiga underhållsåtaganden specificerade och intervaller angivna, baserade på antalet drifttimmar. Finns kompetent personal tillgänglig hos brukaren kan underhållet utföras av denna. Motorleverantören kan i allmänhet även tillhandahålla servicekontrakt, vilket reducerar brukarens kompetenskrav väsentligt.

Alla underhållsåtgärder skall rutinmässigt antecknas i en journal.

#### Oljebyte

I gasmotorer är oljans livslängd längre än i dieselmotorer. Första oljebyte för ny eller renoverad motor bör ske efter 250 timmar och därefter med 1000 timmars intervall.

Intervallen kan ökas genom att oljemängden ökas, t ex genom en extra oljebehållare, eller genom en oljebytesautomatik med diagnosanordning.

Efter 10000 timmar bör oljetråget rengöras.

Om motorn är försedd med avgasturbo, har denna i allmänhet ett eget oljeförråd. Bytesintervallen här är 100 timmar för första bytet och därefter 1000 timmar.

#### Oljefilter

Oljefiltrets uppgift är att hålla oljan fri från smuts

och främmande partiklar. I allmänhet kan filtret sitta kvar tills tryckfallet stigit till det dubbla i förhållande till ett nytt filter. Filtret brukar dock bytas samtidigt med oljan.

#### Luftfilter

Luftfiltret skall hålla insugningsluften fri från damm m m. Blir filtret inte rengjort i tid, ökar tryckförlusten och motoreffekten sjunker. Reningsintervallen beror på luftkvaliteten, men intervall på 1000 timmar eller mer är möjligt.

#### Tändning

Ett elektroniskt brytarlöst tändsystem är att föredra. Detta gör att rengöring och utbyte av brytarspetsar är onödigt och förlänger tändstiftens livslängd till 2000 - 2500 timmar.

#### Ventilspele

Ventilspelet bör kontrolleras och vid behov justeras med 1000 timmars intervall. Vid intervall som tillverkaren anger, 1000 till 8000 timmar, skall ventilerna tas ur, rengöras och slipas in. Efter 16000 timmar bör ventilsäte och ventilstyrning bytas ut.

#### Kolvar

Med 10000 till 15000 timmars intervall tas kolvarna ut och kontrolleras. Kolvringarna byts vid behov.

#### Avgasturbo

I avgasturbon belastas lagren hårt. Därför föreskrivs normalt byte av lager efter 4000 -8000 timmar. Bytet görs hos tillverkaren eller på specialverkstad.

#### Övriga underhållsåtgärder

Oavsett om gasmotorn är direktkyld eller kyls med ett indirekt system via en värmeväxlare, skall kylsystemet rengöras med jämna mellanrum.

Tillverkaren föreskriver krav på vattenkvalitet i kylsystemet. Om motorn är försedd med batteri skall detta kontrolleras var 5:e vecka. Likaså skall eventuellt generatormotorn kontrolleras. Normalt startas dock motorn med hjälp av nätspänning, varför batteri- och generatorkontroll bortfaller.

#### Renovering

Med en intervall på 20000 - 30000 timmar görs en större renovering av motorn, varvid kolvar, foder, lager och avgasturbo utbyts, liksom packningar etc.

### 4.3 Stirlingmotor

Till skillnad från Ottomotorer har Stirlingmotorn en kontinuerlig utvändig förbränning av bränslet. Detta

ger större möjligheter till bränsleval och kontroll av förbränningsprocessen, vilket leder till renare avgaser.

Utvecklingen av Stirlingmotorn sker till stor del i Sverige av United Stirling och FFV. Tidpunkten för ett kommersiellt genombrott ligger några år fram i tiden och för närvarande provas ett antal prototyper, bl a som drivmotorer för värmepumpskompressorer.

#### 4.3.1 Användning

Genom att Stirlingmotorn drivs av en temperaturdifferens är bränsleval relativt fritt. De användningsområden som förutses för Stirlingmotorn är i viss utsträckning påverkade av detta. Följande användningar har provats:

Fordonsdrift, person- och lastbilar samt undervattensfarkoster. El-generering, mobila kraftverk och solkraftverk. Värmepumpsdrift.

Det senare användningsområdet är givetvis del som är intressantast i detta sammanhang. Eftersom Stirlingmotorns framtid i Sverige till stor del kan bero på hur man lyckas med försöken med värmepumpsdrift, så är även ur motortillverkarens synpunkt värmepumpar mycket intressant.

I värmepumpssammanhang används Stirlingmotorn på samma sätt som Ottomotorn. Axeleffekten användes för direkt drift av kompressorn, kylvatten- och avgasvärme återvinns i värmeväxlare.

#### 4.3.2 Teori

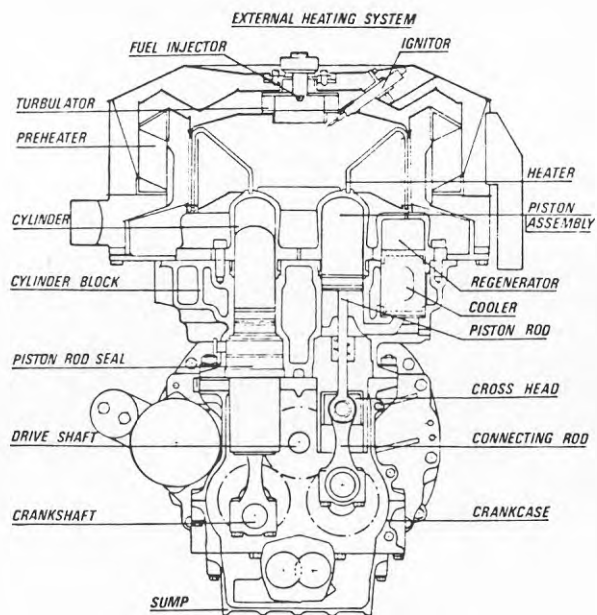
Stirlingmotorns teori torde vara bekant för läsarna varför ingen genomgång av denna görs här. Man bör dock konstatera att det ur verkningsgradssynpunkt är intressant med stora temperaturdifferenser, vilket i praktiken innebär hög förbränningstemperatur. I syfte att höja den har forskningen och utvecklingen inriktats på keramiska material.

#### 4.3.3 Komponenter

Stirlingmotorns huvudkomponenter är:

Värmeväxlarsystemet  
Luftförvärmare  
Brännkammare  
Värmarhuvud  
Regenerator och kylare  
Kontrollsystem

Se även figur 4.7.



Figur 4.7. Snitt genom Stirlingmotor.

#### 4.3.4 Prestanda

En stor del av förlusterna från en Stirlingmotor återfinns i kylvattnet.

Stirlingmotorns verkningsgrad beror därför i högre grad av kylvattentemperaturer än vad som är fallet för Ottomotorer.

En Stirlingmotor med 70°C kylvattentemperatur kan t ex ha en verkningsgrad på 37 %. Kan kylvattentemperaturen sänkas till 50°C stiger genast verkningsgraden till 39 %.

#### 4.3.5 Drift och underhåll

Stirlingmotorn kan lätt utformas för automatisk drift. Underhållet av en Stirlingmotor blir förmodligen mindre än för en Ottomotor.

Motorn har inga ventiler och inga rörliga delar eller smörjoljan kommer i kontakt med förbränningsgaserna. Lång livslängd och långa underhållsintervaller kan därför förväntas.

#### 4.3.6 Sammanfattning Stirlingmotor

Stirlingmotorn lämpar sig tekniskt bra som drivkälla i värmepumpar. I förhållande till Ottomotorer är den effektivare, tystare, vibrationsfriare och har lägre avgasemissioner. Drift- och underhåll är dessutom enklare och förmodligen billigare. Utvecklingen av Stirlingmotorn pågår och någon serietillverkning finns inte. Kostnaderna är därför höga och Stirlingmotorn kan endast konkurrera med Ottomotorer där dess speciella fördelar är av betydelse.

Prov med värmepumpar drivna med Stirlingmotorer pågår. Blir resultaten från dessa gynnsamma kan serieproduktion komma igång i slutet av 1980-talet.

### 4.4 Gasturbindrivna värmepumpar

#### 4.4.1 Användning

På senare år har gasturbiner kommit till allt större användning som drivmaskiner i kylanläggningar med turbokompressorer i storleksordningen 0,5 till 15 MW. De fördelar gasturbiner har framför förbränningsmotorer är enligt (1) följande:

1. Liten storlek

2. Hög effekt i förhållande till vikten
3. Möjlighet att använda olika bränslen
4. Möjlighet att innehålla stränga föroreningskrav
5. Hög tillförlitlighet
6. Tillgänglig i självförsörjande enheter
7. Snabb kraft, ingen uppvärmning erfordras
8. Inget kylvatten behövs
9. Vibrationsfri drift
10. Enkelt underhåll
11. Rena torra avgaser
12. Smörjoljan förorenas ej av bränslet

Figur 4.8 visar en tänkbar värmepumpcykel med gasturbindrift. Gasturbinen måste alltid startas med hjälp av en yttre drivkälla. Är gasturbinen enaxlig måste luftkompressorn, turbinen, växeln och köldmediekompressorn startas och accelereras upp av startmotorn. Anordningar för avlastning av köldmediekompressorn måste finnas för att underlätta starten. Detta görs ibland genom stängning av ledskenorna. Ett annat sätt är att sänka trycket i köldmediesystemet.

Vid gasturbiner med delad axel behöver endast luftkompressorn och dess drivturbin startas. Kraftturbinen och köldmediekompressorn startas inte förrän tillräcklig energi finns tillgänglig.

Startmotorerna är vanligen elektriska men även andra startsystem förekommer som t ex tryckluft.

#### 4.4.2 Teori

Den ideala gasturbincykeln, eller Brayton-cykeln, består av en adiabatisk kompression, isobar uppvärmning och en adiabatisk expansion. Vanligen är det luft av atmosfärstryck som komprimeras, blandas med bränsle och förbränns och expanderar mot atmosfären igen. En sådan cykel kallas en öppen gasturbincykel.

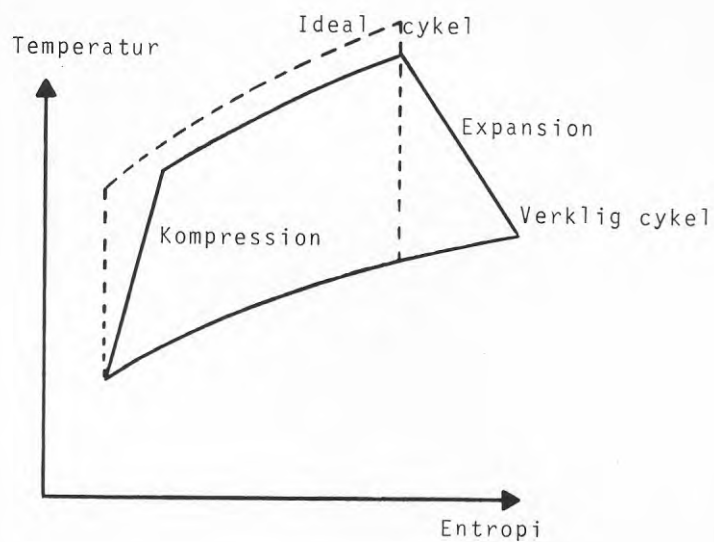
En verklig gasturbin är inte ideal utan en verkningsgrad som är lägre än den teoretiska. Detta beror på förluster i kompressor och turbin samt kanaler. I figur 4.9 visas den ideala och verkliga gasturbincykeln schematiskt. Förlusterna i kompressor och turbin leder till entropiökning vid kompressionen resp expansionen. Skillnaden i yta mellan den ideala cykeln och den verkliga är ett direkt mått på verkningsgraden.

#### 4.4.3 Komponenter

De tre huvudkomponenterna i en gasturbin är luftkom-







Figur 4.9. Braytoncykel för gasturbiner.

pressor, brännkammare och turbin. Atmosfärsluften komprimeras till ca 1200 kPa tryck i kompressorn. Bränsle blandas med luften och antänds i brännkammaren, varvid gastemperaturen höjs till 750 - 1000°C. Den heta högtrycksgasen expanderar i turbinen varvid mekanisk energi kan tas ut dels för att driva luftkompressorn och dels för att driva värmepumpens köldmediekompressor.

Gasturbiner finns i två huvudtyper, enaxliga och fleraxliga. I enaxliga gasturbiner är luftkompressorn, dess drivturbin och kraftturbinen förbundna med en gemensam axel. I fleraxliga turbiner sitter kraftturbiner på en separat axel.

Enaxliga gasturbiner används företrädesvis där konstant varvtal erfordras och startmomentet är lågt. De kan användas för drift av köldmediekompressorer av turbotyp, men speciell hänsyn måste då tas till startmetoden.

Fleraxliga gasturbiner medger variabelt varvtal vid full last. En speciell fördel med fleraxliga system är att de enkelt kan startas, trots ett högt startmoment hos lasten.

#### 4.4.4 Prestanda

Enaxliga gasturbiner kan köras med konstant varvtal genom styrning av bränsletillförseln med en varvtalsregulator. Vid fleraxliga gasturbiner finns det större möjligheter att anpassa varvtalet på kraftturbinen till det som erfordras av köldmediekompressorn. Bränsletillförseln styrs då av någon temperatur i värmepumpens köld- eller värmebärarsida.

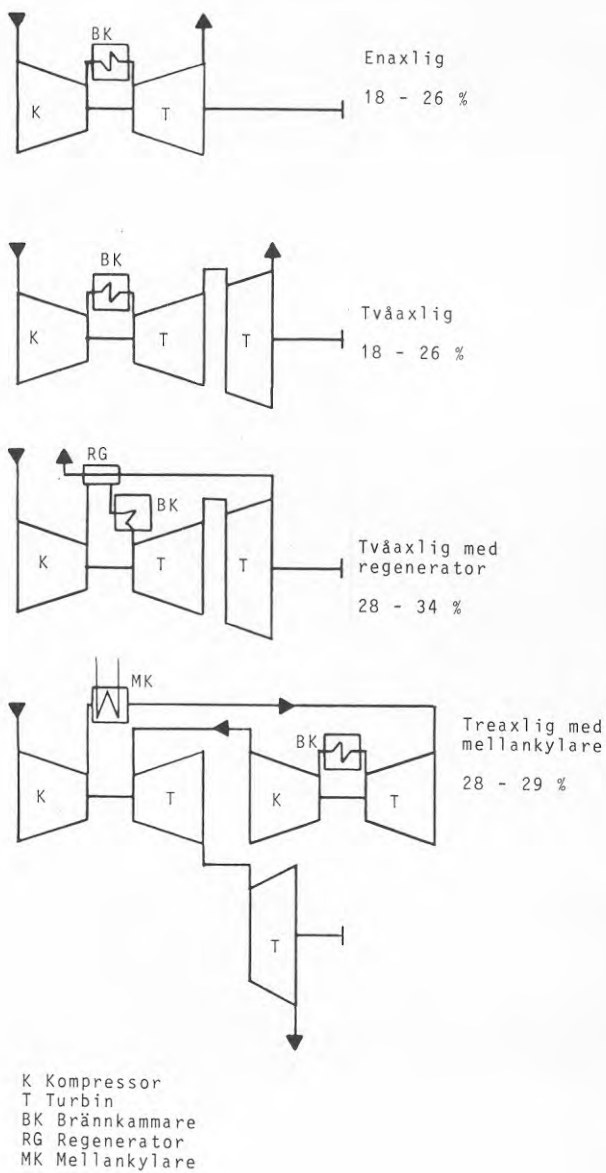
Den termiska verkningsgraden för några olika gasturbinvarianter framgår av figur 4.10.

Gasturbinens prestanda påverkas av luftens inloppstryck till kompressorn och utloppstrycket från turbinen. I de flesta fall erfordras ljuddämpare och filter på inloppssidan. Ljuddämpare eller avgaspanna används även på utloppet. Tryckfallet i dessa enheter och i kanalsystemet måste beaktas då prestanda för gasturbinen beräknas.

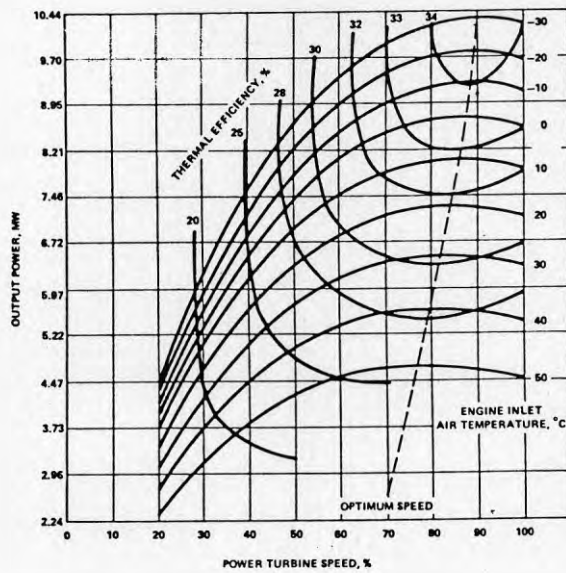
En typisk prestandakurva för en 8 MW gasturbin visas i figur 4.11 som är hämtad ur (1).

#### 4.4.5 Avgaspanna

Avgaserna från en enaxlig gasturbin har en temperatur på 400 - 550°C. Energin i dessa avgaser kan tas till vara i en avgaspanna. Den termiska verkningsgraden i avgaspannan är vanligen från 50 % till över 90 %.



Figur 4.10. Verkningsgrader vid olika gasturbinutförändren.



Figur 4.11. Typiska gasturbinprestanda.

Totalt kan en termisk verkningsgrad på drygt 70 % uppnås, uppdelat på ca 20 % axeleffekt och ca 50 % värmeeffekt.

#### 4.4.6 Drift

Vid låglast påverkas både gasturbinen och köldmediekompressorn av surge-fenomenet som är karaktäristiskt för turbokompressorer.

Vid en given tryckuppsättning finns det, för en given kompressor, ett minimiflöde, var under ett stabilt driftläge inte kan upprätthållas. I det ostabila området inträffar momentana bakåtströmningar av gas genom kompressorn. Genom att öka gasflödet, via en hetgas by-pass-ventil, kan det stabila driftläget bibehållas även vid låg last.

Gasturbiner är normalt försedda med skydd mot surge. Detta kan bestå av en by-pass-ventil, som låter en del av luften från kompressorn gå direkt ut i turbinutloppet, utan att uträtta något arbete. Det kan också bestå av en ändring i vinkeln på kompressornas ledskenor. Ibland används båda metoderna.

Åtgärder skall också vidtagas för att förhindra köldmediekompressorn att rotera baklänges, vid snabbstopp. Tryckdifferensen mellan kondensator och förångare kan plötsligt göra kompressorn till turbin med motsatt rotation. Denna rotation kan tvinga heta bränningsgas i gasturbinen åt fel håll genom luftkompressorn med avsevärda skador till följd. Baklängesrotation måste därför förhindras.

Detta kan göras på olika sätt beroende på anläggningens konstruktion. Saknas receiver i köldmediekretsen är i allmänhet snabbstängning av köldmediekompressornas ledskenor tillräckligt. Finns det däremot en receiver är en lämplig metod att öppna by-pass-ventilen vid snabbstopp och att ha en backventil i köldmediekompressorns utlopp.

De säkerhetsvakter som finns på en gasturbin är vanligen:

1. Övervarv
2. Kompressorsurge
3. Övertemperatur under drift med last
4. Lågt oljetryck
5. Ingen tändning under start
6. Undervarv under drift med last

#### 4.4.7 Underhåll

Industrigasturbiner är konstruerade för 12000 till 30000 timmars drift mellan genomgångar med normalt underhåll.

Normalt underhåll innefattar kontroll av filter och oljenivå, läckagesökning m m, vilket kan göras av driftpersonalen med normala verktyg.

Speciellt fabrikstränad personal erfordras för kontroll av brännkammare och munstycken. Sådana inspektioner kan erfordras efter 4000 drifttimmar.

#### 4.5 Utveckling av gasmotordrivna värmepumpar

Gasmotordrivna värmepumpar utvecklas på olika håll i världen.

I U.S.A. undersöker Gas Research Institute ottomotorer och Sunpower Inc. En Stirling/Stirling-maskin.

I Västtyskland sker utvecklingen till stor del i gasbolagen regi, t. ex. Ruhrgas, liksom i England British Gas och Frankrike, Gaz du France.

Förutom ottomotorer och Stirlingmotorer utvecklas också små frikolvmotorer och små sammanbyggda kompressor-motoraggregat. Litet är dock känt om resultaten.

I Sverige är utvecklingen inriktad på Stirlingmotorn. Vattenfall har i samarbete med United Stirling, Härnösands kommun och TETAB tagit fram en Stirlingmotor-driven värmepump som skall installeras i Sjöbefälskolan i Härnösand. Provkörningar pågår under 1984. Stirlingmotors kommersiella genombrott är dock relativt avlägset.





## 5. ABSORPTIONSVÄRMEPUMPAR (AVP)

Absorptionsvärmepumpar saknar kompressor och drivs istället av värmeenergi från t ex spillånga eller värme från förbränning av naturgas eller annat bränsle. Dessutom fordras en viss energi att driva en tryckstegringspump. Denna rörelseenergi är dock endast en bråkdel av vad en kompressorvärmepump fordrar.

I figur S.1 visas schematiskt en absorptionsvärmepump av direktledad typ. Huvudkomponenterna är generator, kondensator, förångare, absorbatör och lösningsmedelspump. Dessutom finns ett arbetsmedium bestående av en lösning av köldmedium och lösningsmedel. Kommersiellt tillgängliga värmepumpar använder endera av följande arbetsmediapar:

Ammoniak (köldmedium) - vatten (lösningsmedel) - vatten (köldmedium) - litiumbromid (lösningsmedel). Den enkla absorptionsvärmepumpsprocessen, även kallad typ 1, kommer här att kortfattat genomgå. Använda beteckningar hänför sig till figur S.1 resp. S.2. För enkelhets skull utgår vi från vatten - litiumbromid som arbetsmediapar. I generator finns en svag lösning av arbetsmediet, punkt 1 i diagrammet figur S.2. Tillståndet är  $104^{\circ}\text{C}$  och 56 % litiumbromidlösning. Lösningen värms varvid vattnet drivs ut och lösningskoncentrationen ökar. Vattenångan går till kondensorn där den kondenseras. I punkt 2 är tillståndet  $113^{\circ}\text{C}$  och 60 % koncentration. Den starka lösningen går via en värmeväxlare till absorbatören, punkt 3. Här är tillståndet  $58^{\circ}\text{C}$  och 60 %. I absorbatören tar lösningsmedlet upp vatten och koncentrationen sänks, punkt 4, tillstånd  $50^{\circ}\text{C}$  och 56 %.

Från absorbatören pumpas lösningen via värmeväxlare upp till generatoren igen, punkt 1. Tillståndet är nu åter  $104^{\circ}\text{C}$  och 56 %.

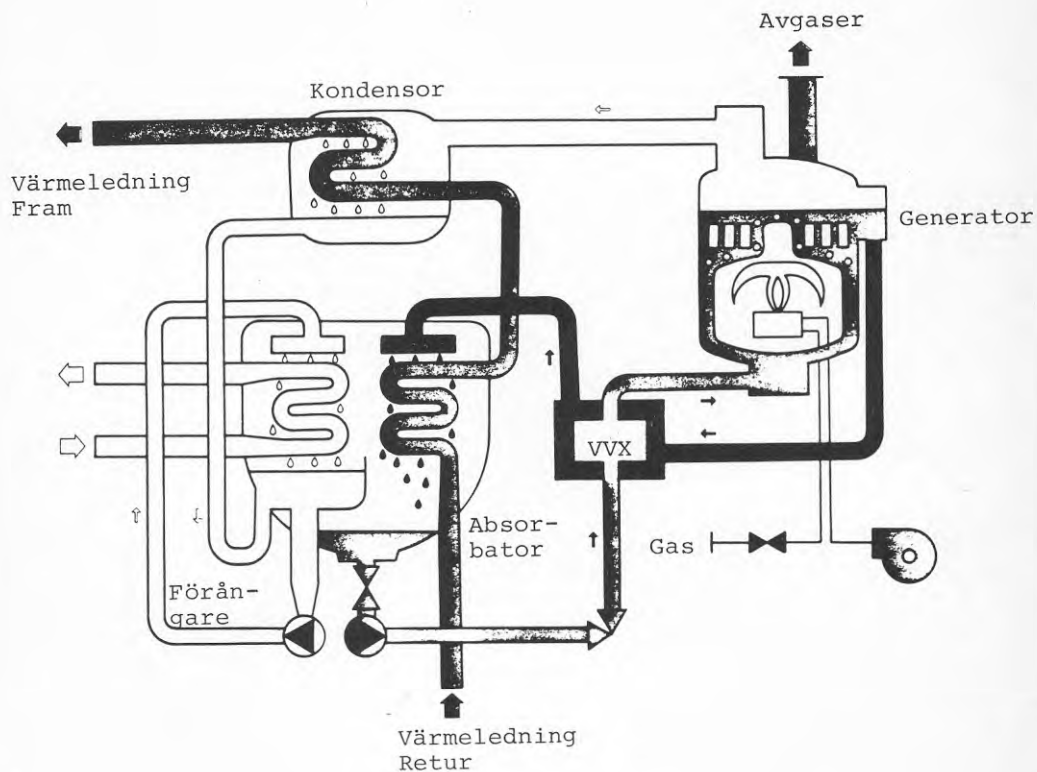
Ur diagrammet kan också avläsas erforderlig generator-temperatur  $115^{\circ}\text{C}$ , kondenseringstemperatur  $65^{\circ}\text{C}$  och förångningstemperaturen  $18^{\circ}\text{C}$ .

I figur 5.3 kan hetvattentemperaturen ut från värmepumpen avläsas som funktion av värmekällans in- och utgående temperatur och hetvattentemperaturen in till värmepumpen. I diagrammet kan även begränsningar i temperaturerna avläsas. Maximal utgående temperatur är  $95^{\circ}\text{C}$ , vilket kräver en värmekälletemperatur på minst  $35^{\circ}\text{C}$ .

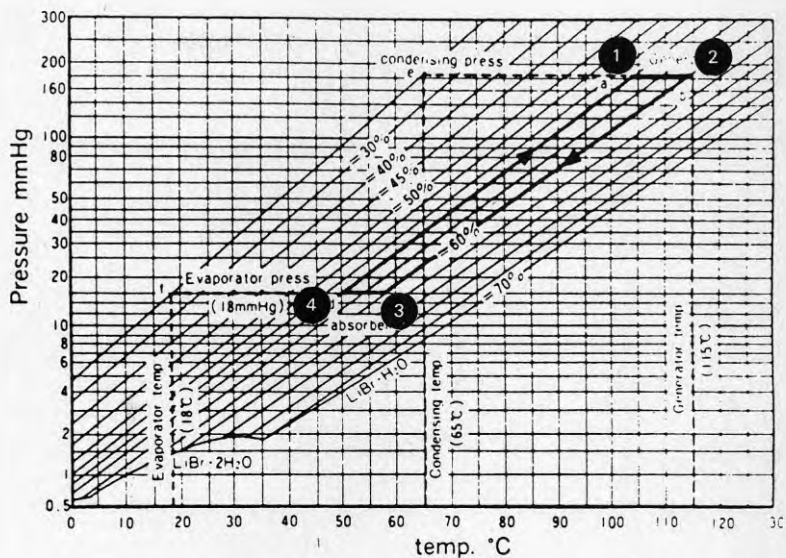
I figur S.4 visas en absorptionsvärmepump för att ge en uppfattning om storlek.

Värmefaktorn för en absorptionsvärmepump är ca 1,5 - 1,7.

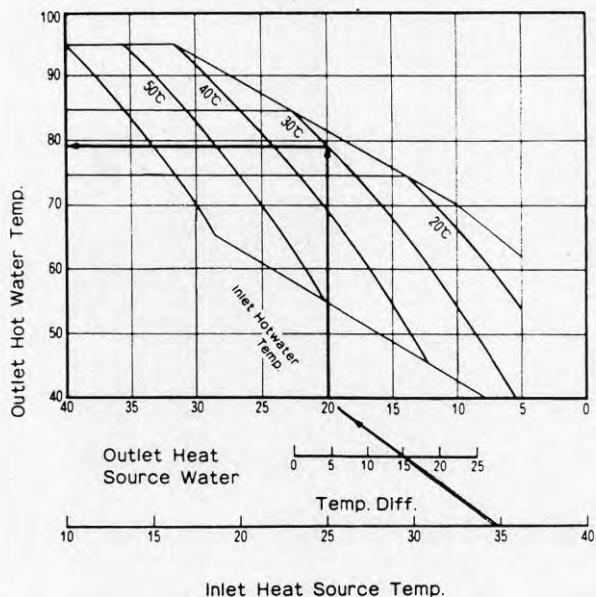
En absorptionsvärmepump med ammoniak/vatten klarar lägre förångningstemperatur och större temperaturlyft



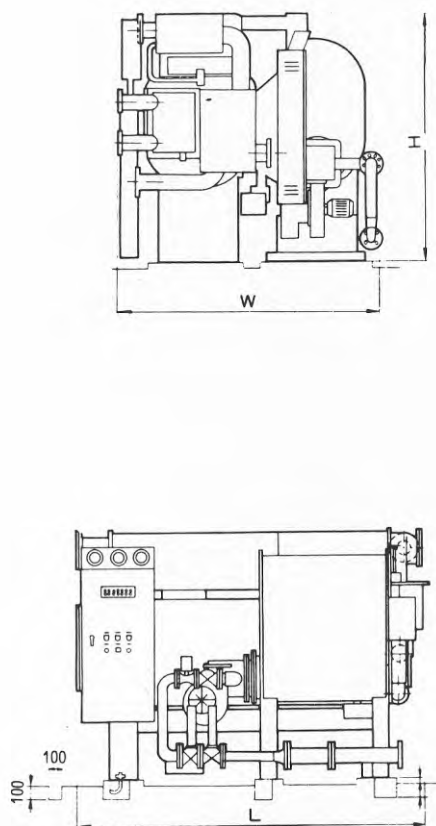
Figur 5.1. Absorptionsvärmepump av typ 1. (Sanyo)



Figur 5.2. Tryck-temperatur-diagram för absorptionsprocess med vatten-litiumbromid.



Figur 5.3. Temperaturer på värmekälla och värmesänka för absorptionsvärmepump med vatten-litiumbromid.



Figur 5.4. Absorptionsvärmepump med 2.700 kW värmeeffekt.  
L=7000 mm, W=3.400 mm, H=3.050 mm.

mellan förångning och kondensation men är dyrare och har lägre värmefaktor. Dessutom är en anläggning med ammoniak/vatten farligare p g a höga tryck och hög giftighet hos ammoniak.

Både värmeupptagning och värmeavgivning sker vid två olika temperaturnivåer i absorptionsprocessen. En fördel med absorptionsvärmepumpen är att man får betydligt högre kondensationstemperatur (90 - 95°C) än med en kompressorvärmepump. En annan fördel jämfört med kompressorvärmepumpen är att nedreglering till dellast kan ske utan försämring av värmefaktorn.

Andra fördelar är lägre underhållskostnader och längre livslängd än kompressorvärmepumpen.



## 6. VÄRMEFAKTORER OCH EFFEKTFAKTORER - JÄMFÖRELSE MELLAN OLIKA GASDRIVNA OCH ELDRIVNA VÄRMEPUMPAR

I figur 6.1 till och med 6.4 visas effektfördelning och effektfaktor för olika värmepumpar. Dessa är elmotordriven kompressionsvärmepump, gaseldad absorptionsvärmepump, gasmotordriven kompressionsvärmepump och gasturbindriven kompressionsvärmepump.

Vid beräkning av de i figurerna angivna värdena har hänsyn tagits till att både den gasmotordrivna och den gasturbindrivna värmepumpen kan ha en lägre kondenseringstemperatur än den elmotordrivna värmepumpen då kylvattentemperaturen och vattentemperaturen från avgasvärmeväxlare är så hög att de utnyttjas för slutvärmning av värmebäraren. Detta ger den gasdrivna värmepumpen en högre värmefaktor än den eldrivna.

I figur 6.5 finns ett system med kylvatten- och avgasvärmeväxlare visade. I kapitel 9 visas hur detta arrangeras i praktiken.

Värmefaktorerna bygger på ansatsen  $5^{\circ}\text{C}$  förångningstemperatur och  $60^{\circ}\text{C}$  kondenseringstemperatur i den elmotordrivna värmepumpen och den gaseldade absorptionsvärmepumpen. De gasdrivna kompressionsvärmepumparna har en kondenseringstemperatur på  $40^{\circ}\text{C}$ .

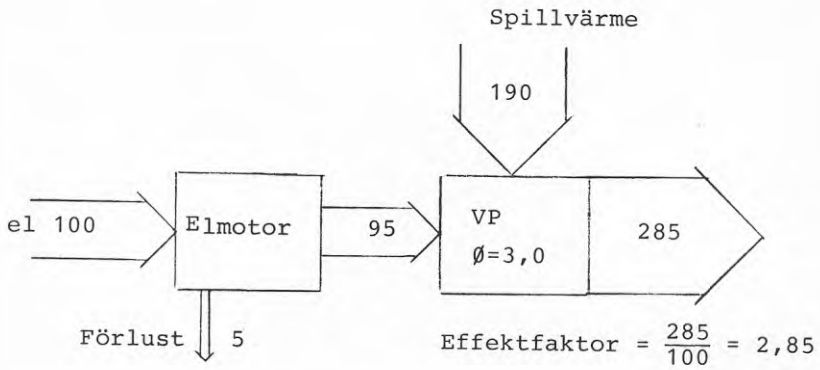
Det framgår av ovanstående att de gasdrivna kompressionsvärmepumparna har en högre effektfaktor än absorptionsvärmepumpen. Det bör dock påpekas att utvecklingen av absorptionsvärmepumpar går mot högre effektfaktorer och att en faktor på 2 snart kan uppnås. Detta ökar givetvis intresset betydligt för denna typ av värmepump.

Den prisrelation som gör den gasmotordrivna värmepumpen attraktiv är:

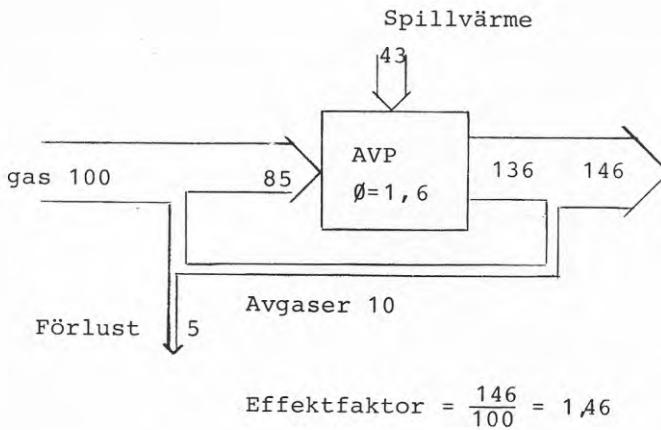
$$\text{naturgaspris} = \frac{1.88}{2.85} \times \text{elpriset} = 0.66 \times \text{elpriset}$$

För att gaseldade absorptionsvärmepumpar skall vara lönsamma krävs att elpriset en faktor 2 högre än gaspriset. Det kan här påpekas att prisförhållandet i Västtyskland är ungefär följande elpris = 3-4 x gaspris. I Västtyskland är således gasdrivna värmepumpar lönsamma vilket också återspeglas i antalet installerade enheter.

I beräkningarna ovan har el betraktats som primärenergi. I figur 6.6 anges totalverkningsgrader för ett antal olika energisystem. Här framgår bra att den gasdrivna värmepumpen överlägset bäst utnyttjar den verkliga primärenergin.

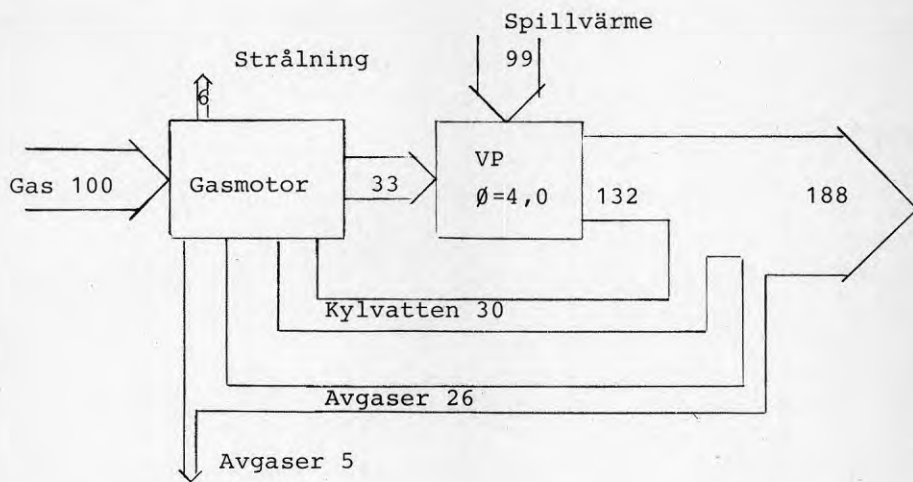


Figur 6.1. Elmotordriven värmepump. Jämför figur 10.1 och 10.2.



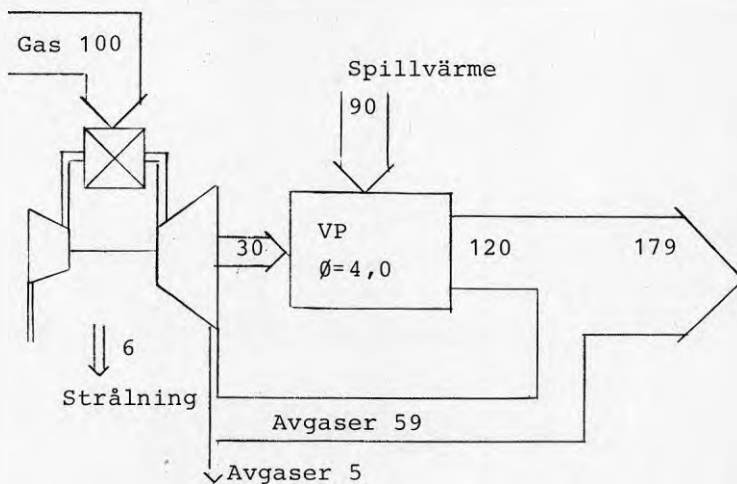
Figur 6.2. Gaseldad absorptionsvärmepump.





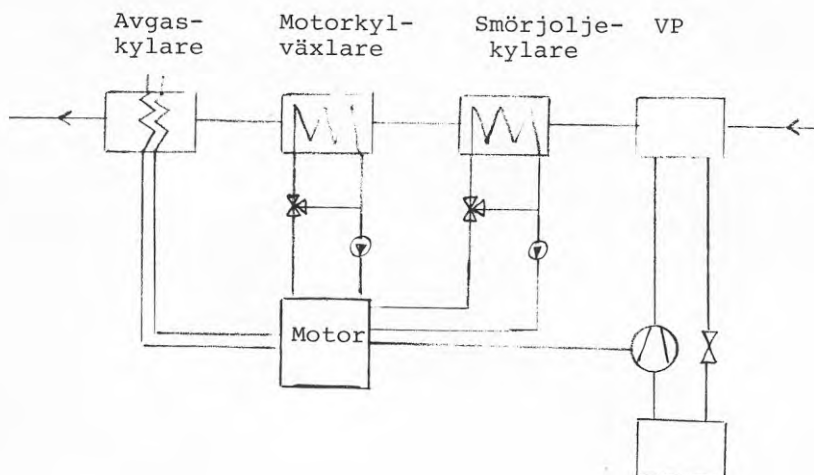
$$\text{Effektfaktor} = \frac{188}{100} = 1,88$$

Figur 6.3. Gasmotordriven värmepump.

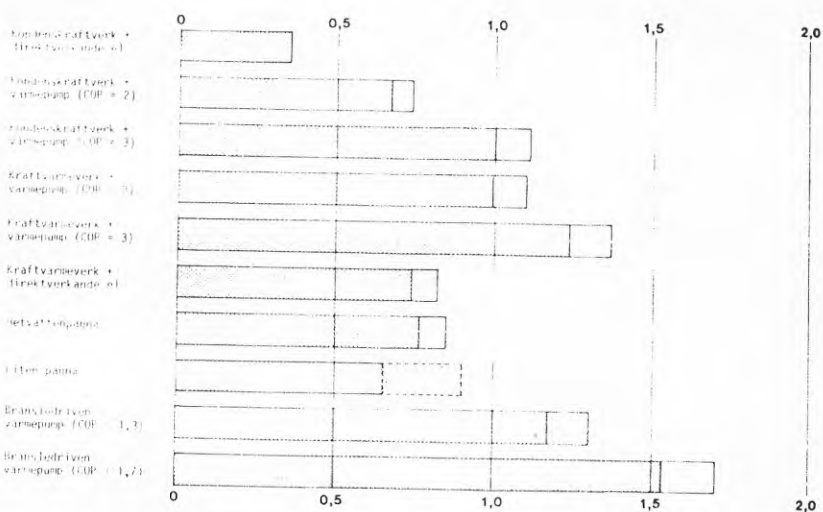


$$\text{Effektfaktor} = \frac{179}{100} = 1,79$$

Figur 6.4. Gasturbindriven värmepump.



Figur 6.5. Värmeväxlare för återvinning av kylvatten- och avgasvärme vid gasmotordriven värmepump.



Figur 6.6. Totalverkningsgrader (bränsle till värme) för olika system. (De icke skuggade områdena svarar mot 0 - 10 % förluster i fjärrvärmenät).

## 7           INVESTERINGSKOSTNADER - JÄMFÖRELSE

Kostnaden för själva värmepumpsaggregatet torde för absorptionsvärmepumpen och elkompressionsvärmepumpen ligga ungefär på samma nivå, 500 kr/kW vid 5 MW effekt.

Denna kostnad är dock bara en del av den totala kostnaden för värmepumpsinstallationen, som vanligen är 2 - 5 gånger aggregatkostnaden. Kostnaden är bl.a. beroende av hur inkopplingen kan ske på värme- och köldbärrarsidorna.

Om man istället använder kyleffekten för dimensionering av värmepumpen blir absorptionsvärmepumpen cirka 1.5 gånger dyrare per kW än elkompressionsvärmepumpen.

För mindre absorptionsvärmepumpar ligger priserna omkring 750 DM/kW för luft/vatten-typer och omkring 550 DM/kW för vatten/vatten-typer.



## 8. KONSEKVENSER PÅ SYDGASNÄTETS BELASTNINGSSITUATION

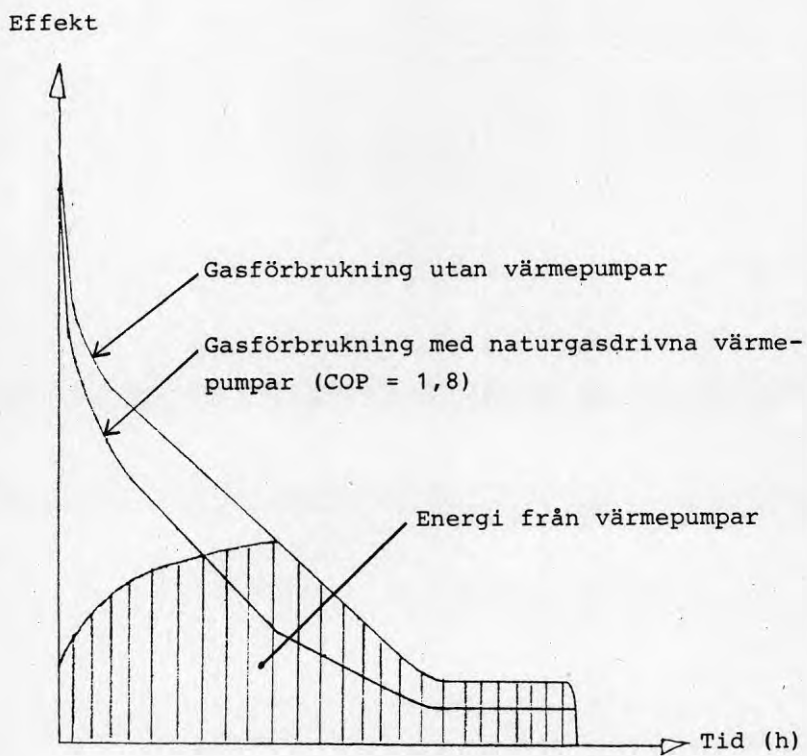
Det beslutade sydgasnätet kommer från Danmark in via Klagshamn söder om Malmö och sträcker sig från Trelleborg i söder till Höganäs sydväst om Ängelholm i norr (se figur 8.1).

Trycket som stamledning och grenledningar är dimensionerade för är 80 bar. Efter reducerstationerna skall trycket ligga på 4 bar.

I reducerstationerna sitter också gaspannor och värmewäxlare för att klara av temperaturfallet som uppstår vid tryckreduceringen.

I figur 8.2 visas gasförbrukningen utan resp med naturgasdrivna värmepumpar. Av denna framgår att belastningen blir mer "spetsig och nedtryckt" med värmepumpar i systemet. Detta är inte någon positiv förändring av belastningssituationen då leveranskontraktet mer gynnar en "fyrkantig utbredd" belastning.





Figur 8.2. Varaktighetskurva för gasförbrukning med och utan gasdrivna värmepumpar.





## 9.           EXEMPEL PÅ ANVÄNDNING AV GASDRIVNA VÄRMEPUMAPAR

9.1          Gasmotordriven värmepump typ luft/vatten  
friluftsbad

Vid Freibad Fallingbostel i Västtyskland finns tre utomhusbassänger, med en total yta av 1954 m<sup>2</sup> och volym 3389 m<sup>3</sup>.

Badet värmes av en gasmotordriven värmepump med uteluft som värmekälla. Drivgasen är här rötgas från ett avloppsreningsverk i närheten eller naturgas.

Leverantör av värmepumpsanläggningen är Gebr. Neunert GmbH, Elmshorn, Västtyskland.

Tekniska data för anläggningen:

Grundläggande förutsättningar

Badvattentemperatur	22/24 °C
Värmekälla uteluft	10 °C
kyls till	4 °C
Totalt värmebehov	870 kW

VärmepumpSkruvkompressor

Fabrikat/typ	Mycom/160 L-L
Erforderlig driveffekt	108 kW
Köldmedium	R22
Kyleffekt	517 kW
Förångningstemperatur	0 °C
Kondenseringstemperatur	35 °C
Varvtal	2880 v/min

Drivmotor

Gas-otto-motor	6 cylindrar
Fabrikat/typ	Waukesha/F 817 GU
Max axeleffekt	143 kW
Varvtal	1800 v/min

Värme pumpens värmeeffekt

Totalt	870 kW
därav från kondensor	625 kW
och från kylvatten och avgaser	245 kW
Hetvattenflöde	190 m <sup>3</sup> /h
Temperaturhöjning i kondensor	3 °C
och i värmeväxlare för motor	1 °C

Förångare

Antal	2 st
Dimensionerande lufttillstånd	in +10 °C, 80 % RH ut + 4 °C, 98 % RH
Förångningstemperatur	0 °C
Kyleffekt	530 kW
Antal fläktar	16 st
Fläkt diameter	1000 mm
Varvtal	240 - 360 v/min
Luftflöde totalt	176.000 m <sup>3</sup> /h

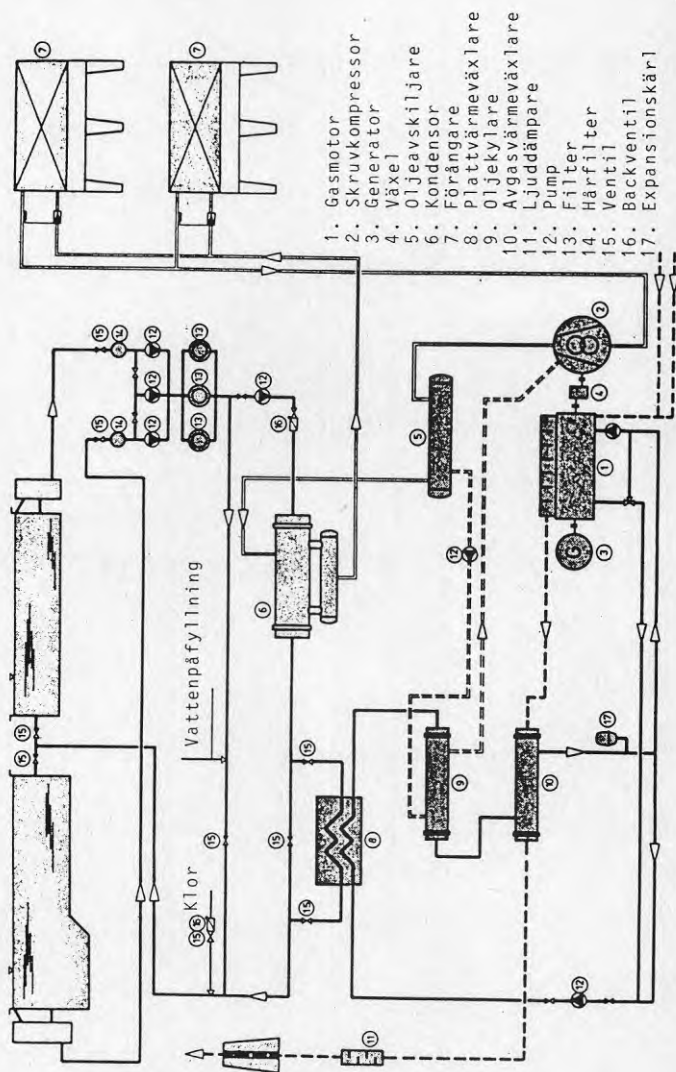
Växelström generator

Direkt kopplad till gasmotorn. Används för strömförsörjning till fläktar i förångare.

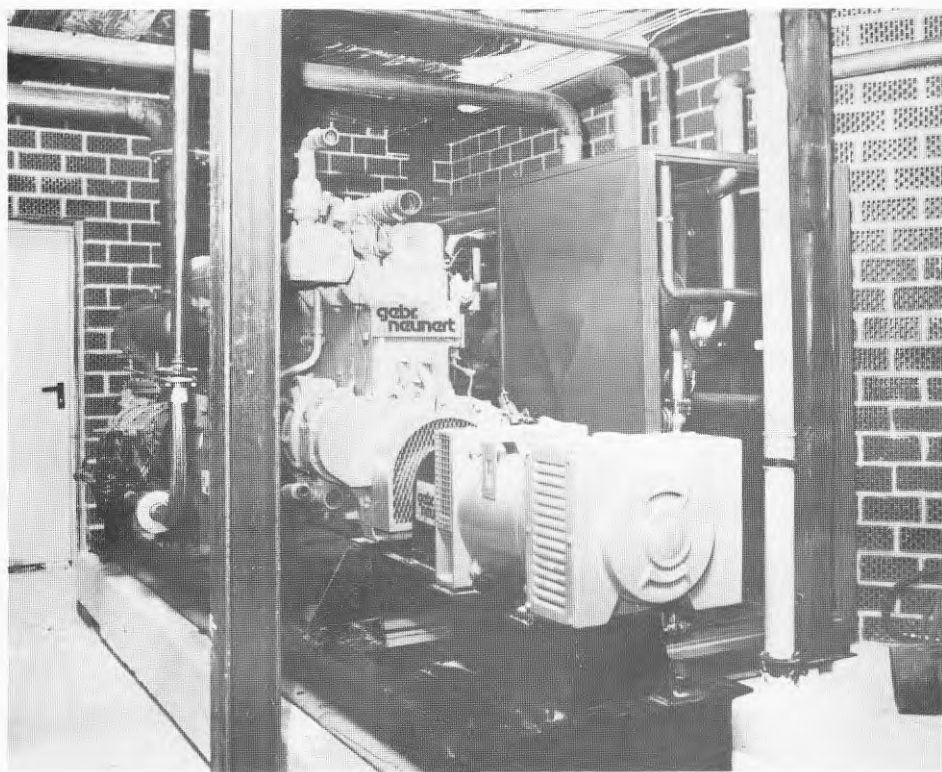
Effekt	30 kVA
Varvtal	1800 v/min

Anläggningens flödesschema framgår av figur 9.1.

I figur 9.2 visas gasmotorn med generatoren närmast och kompressorn längst bort.



Figur 9.1. Friluftsbad med gasmotordriven värmepump med uteluft som värmekälla.



Figur 9.2. Gasmotor med generator närmast och kylkompressor längst bort.

## 9.2 Motordriven värmepump typ luft/vatten för ett flerbostadshus

I centrala Västberlin finns ett bostadsområde med 100 nybyggda lägenheter och 22 äldre byggnader, som värms med en motordriven värmepump. Den totala värmda ytan är 10.000 m<sup>2</sup>.

Drivmotorn utgör i detta fall en dieselmotor. Exemplet har ändå tagits med, trots olja som drivmedel, då ett utförande med gas skulle vara identiskt.

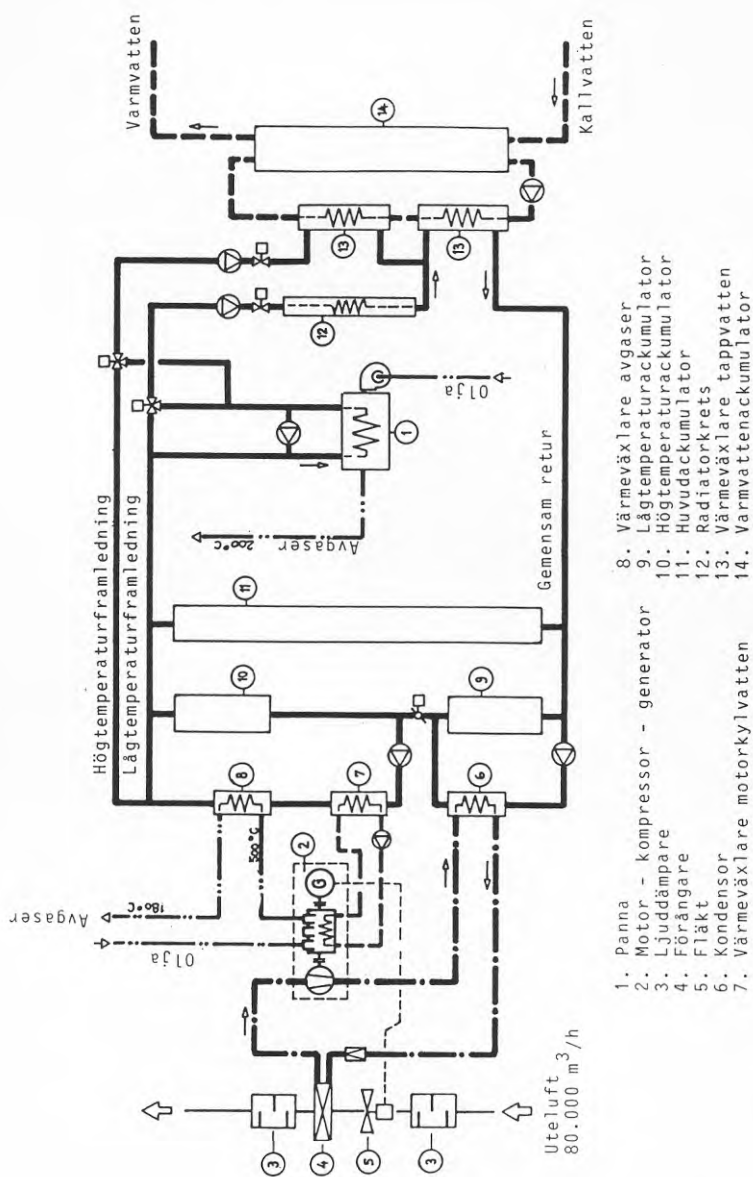
Värmepumpen utgör här basvärmekälla, med en oljepanna som topplastkälla. Vid utetemperaturer under - 5 °C kan inte värmepumpen utnyttjas och oljepannan tar ensam hela lasten.

Genom värmepumpsinstallationen har den årliga oljeförbrukningen reducerats från 235 m<sup>3</sup> till 134 m<sup>3</sup>.

Anläggningens flödesschema visas i figur 9.3.

Tekniska data för anläggningen:

Värmeeffekt	400 kW
Lufttemperatur in	+ 3 °C
Luftflöde	80.000 m <sup>3</sup> /h
Framledningstemperatur	55 °C
Returledningstemperatur	45 °C
Effektbehov kompressor	73 kW
Effektbehov förångarfläktar	26 kW
Köldmedium	R12



Figur 9.3.01 Jemotordriven värmepump vid flerfamiljshus.  
Värmeälla uteluft.

### 9.3 Gasmotordrivna värmepumpar typ luft/vatten vid bussgarage och -verkstad

I Iserlohn-Calle i Västtyskland finns ett bussgarage med verkstad som värms med två identiska gasmotordrivna värmepumpar och två pannor.

Byggnadens värmda yta är 11.700 m<sup>2</sup>.

Leverantör av anläggningen är Gebr. Neunert GmbH, Elms-horn, Västtyskland.

Tekniska data för anläggningen:

#### Grundläggande förutsättningar

Temperatur värmesystem fram/retur	46/38 °C
Värmekällans temperatur uteluft	+ 5 °C
Totalt värmebehov	1395 kW

#### Skruvkompressor

Fabrikat/typ	Mycom/125 - M
Erforderlig driveffekt	67 kW
Köldmedium	R12
Kyleffekt	125 kW
Förångningstemperatur	- 5 °C
Kondenseringstemperatur	+55 °C
Varvtal	4000 v/min

#### Drivmotor

Gas-otto-motor	6 cylindrar
Fabrikat/typ	MWM/G 232 V6
Maximal axeleffekt	78 kW
Varvtal	1800 v/min

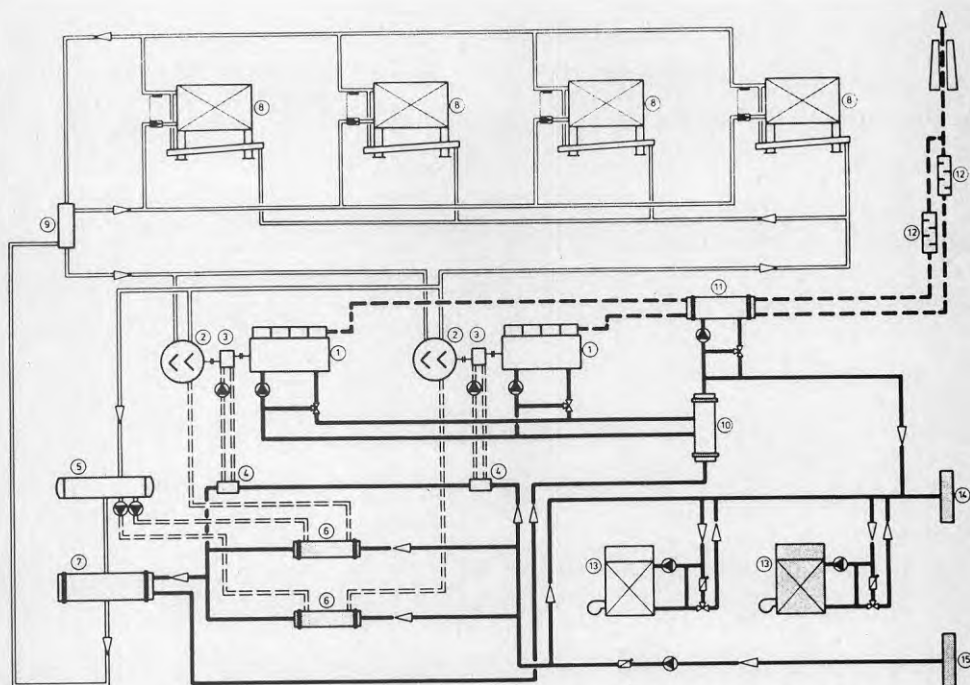
#### Värmeeffekt från båda värmepumparna tillsammans

Totalt	585 kW
därav från kondensorer	378 kW
och från kylvatten och avgaser	207 kW
Hetvattenflöde	60 m <sup>3</sup> /h

<u>Förångare</u>	4 enheter
Dimensionerande lufttillstånd	in +5°C, 80% RH ut +0.5°C, 98% RH
Förångningstemperatur	- 5 °C
Kyleffekt totalt	250 kW
Luftflöde totalt	127.000 kW
Antal fläktar	8 st
Fläktdiameter	880 mm
Varvtal	750 v/min

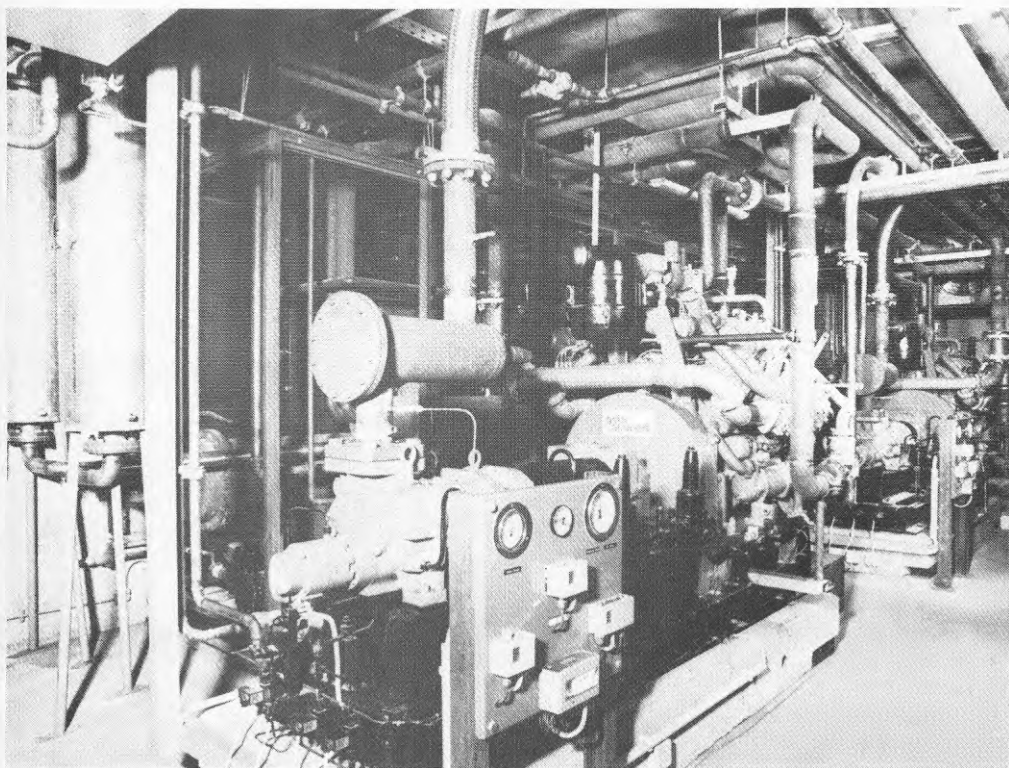
Anläggningens flödesschema visas i figur 9.4, maskinrummet i figur 9.5 och förångarna i figur 9.6.



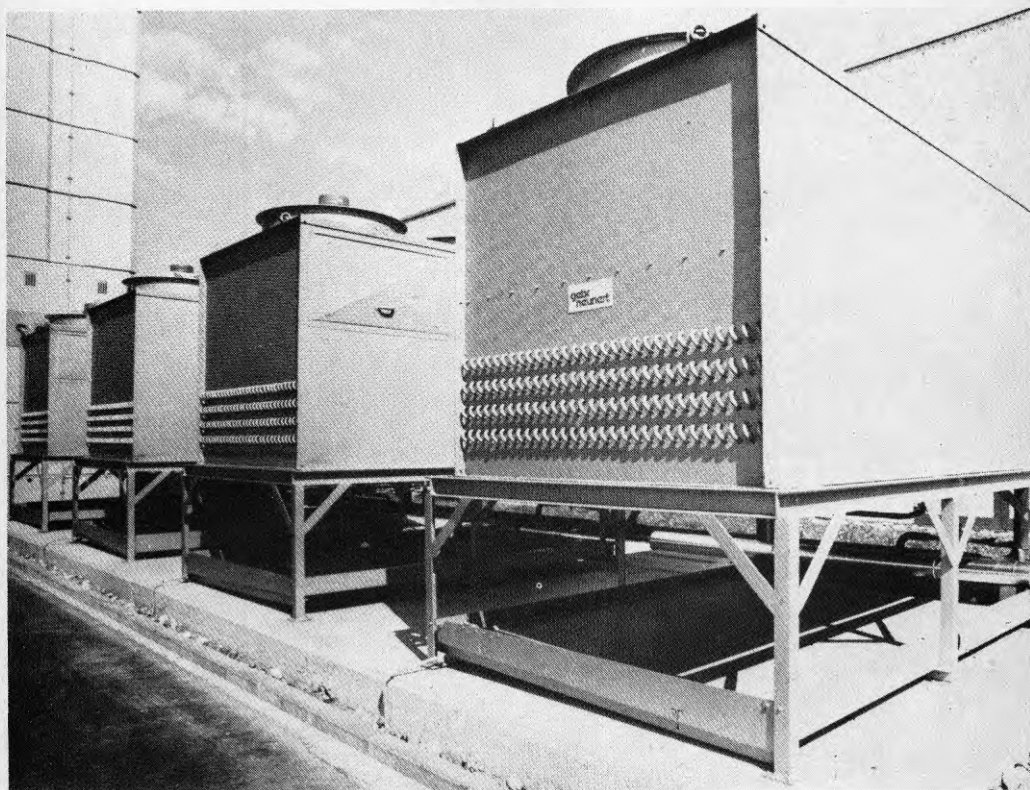


- |                    |                           |
|--------------------|---------------------------|
| 1. Gasmotor        | 9. Värmeväxlare           |
| 2. Skruvkompressor | 10. Kylvattenvärmeväxlare |
| 3. Växel           | 11. Avgasvärmeväxlare     |
| 4. Växelkylare     | 12. Ljuddämpare           |
| 5. Oljeavskiljare  | 13. Panna                 |
| 6. Oljekylare      | 14. Varmvattenframledning |
| 7. Kondensator     | 15. Varmvattenretur       |
| 8. Förångare       |                           |

Figur 9.4. Flödesschema för två gasmotorvärmepumpar och två pannor.



Figur 9.5. Maskinrum med två gasmotorvärmepumpar.



Figur 9.6. Fyra stycken uteluftförångare, vardera med två fläktar.



10. KONVERTERING AV ELDRIVEN VÄRMEPUMP TILL NATUR-  
GASDRIVEN - EN TEKNISK/EKONOMISK DISKUSSION

För att få ut samma totaleffekt ur en gasmotordriven värme- pump som ur en eldriven blir effektfördelningen enligt figur 10.1, vilken skall jämföras med figur 6.1.

Av dessa två figurer framgår att vid samma effektbehov kommer värmepumpen vara nästan dubbelt så stor efter konverteringen. Ett byta av drivmotor från elmotor till gasmotor, där kylvatten och avgaser utnyttjas, dubblar således anläggningens effekt.

Utnyttjas den fulla effekten hos den konverterade värme- pumpen fås en effektfördelningen enligt figur 10.2.

Vilken lösning som man väljer beror på hur stor del av det totala effektbehovet som värmepumpen svarade för från början. Här finns stora skillnader mellan olika system:

- villavärmepump som utnyttjar jordvärme eller grund- vattenvärme
- villa eller flerbostadshus som utnyttjar frånluft eller uteluft
- värmepump i fjärrvärmesystem med olika typer av värme- källor

Villavärmepumpen som utnyttjar ytjordvärme eller grund- vatten kan ofta vara dimensionerad för att klara hela effektbehovet och därmed kan man vid en konvertering till gasdrift inte utnyttja värmepumpens fulla kapacitet.

När det gäller villa eller flerbostadshus med uteluft som värmekälla så finns det ofta spetslastkapacitet på kanske 60 % av det maximala effektbehovet. Här kan full värmepumpskapacitet utnyttjas efter konverteringen och spetslastbehovet minskas.

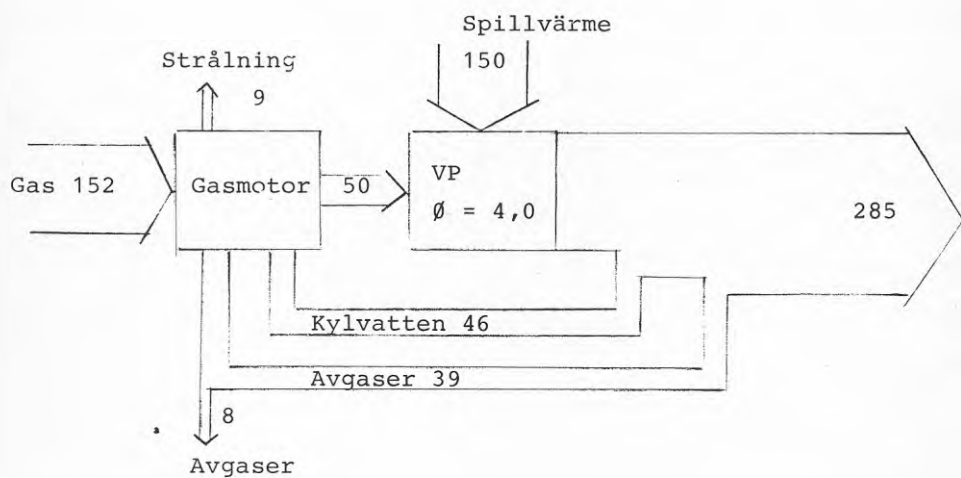
Vid fjärrvärmeanslutna värmepumpar torde full kapacitet alltid kunna utnyttjas.

Ovan har antagits att inga tekniska hinder föreligger för en konvertering till gasdrift.

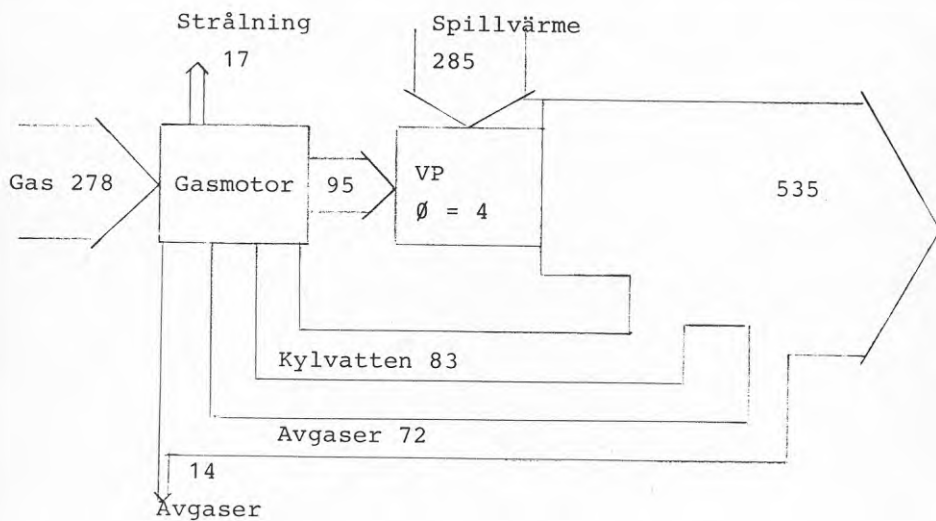
Nedan följer en kostnadsjämförelse.

$$\text{Kostnad (kr/år, kWh)} = \frac{I \times a \times P_{vp} \times t_{vp} \times K/E + P_{sp} \times K/N}{Q}$$

- där I = merinvestering vid konvertering (kr)  
 a = annuitetsfaktor  
 P<sub>vp</sub> = värmepumpens totala effekt (kW)  
 t<sub>vp</sub> = utnyttjningstid för värmepump (h)  
 P<sub>sp</sub> = spetslasteffekt (kW)  
 t<sub>sp</sub> = utnyttjningstid för spetslast (h)  
 K<sub>sp</sub> = energipris (kr/kWh)  
 E = effektfaktor N = verkningsgrad  
 Q = årlig energimängd totalt (kWh)



Figur 10.1. Effekter vid gasmotordriven värmepump. Jämför med figur 6.1.



Figur 10.2. Effekter vid gasmotordriven värmepump. Jämför med figur 6.1.

Om värmepumpen från början täcker 40 % av behovet med en utnyttningstid på 5200 h och spetslasteffekten har en utnyttningstid på 700 h fås:

$$\text{Kostnad (kr/år, kWh)} = 0.29 \times \text{elpris} + 0.21 \times \text{oljepris}$$

Spetslasten täcks här med olja.

Konverteras värmepumpen så att värmepumpen ger samma effekt som tidigare blir kostnaden, med en avskrivningstid på 10 år och en ränta på 10 %:

$$\begin{aligned} \text{Kostnad (kr/år, kWh)} &= \frac{0.163 \times I}{2500 \times P_{\max}} + 0.44 \times \text{gaspris} + \\ &+ 0.21 \times \text{oljepris} \end{aligned}$$

Konverteras värmepumpen så att den ger maximal effekt kommer den att täcka 75 % av värmeeffektbehovet. Med en varaktighetskurva enligt figur 10.3 blir utnyttningstiden 3300 h för värmepumpen och 100 h för spets-effekten.

För detta fall fås:

$$\begin{aligned} \text{Kostnad (kr/år, kWh)} &= \frac{0.163 \times I}{2500 \times P_{\max}} + 0.52 \times \text{gaspris} + \\ &+ 0.013 \times \text{oljepris} \end{aligned}$$

Då merkostnaden vid en konvertering bl. a. beror av önskad axeleffekt fås:

$$I = W \times P_{\max} \times F \quad \text{där } F \text{ är kostnad /kW axeleffekt (kr/kW)} \\ \text{och } W \text{ är den andel av maxeffekten som används för drivning av värmepumpen.}$$

Om F sätts till 500 kr/kW kan gaspriset beräknas som funktion av elpriset enligt sambanden ovan och det förhållande mellan gas- och elpris där en konvertering lönar sig bestämmas.

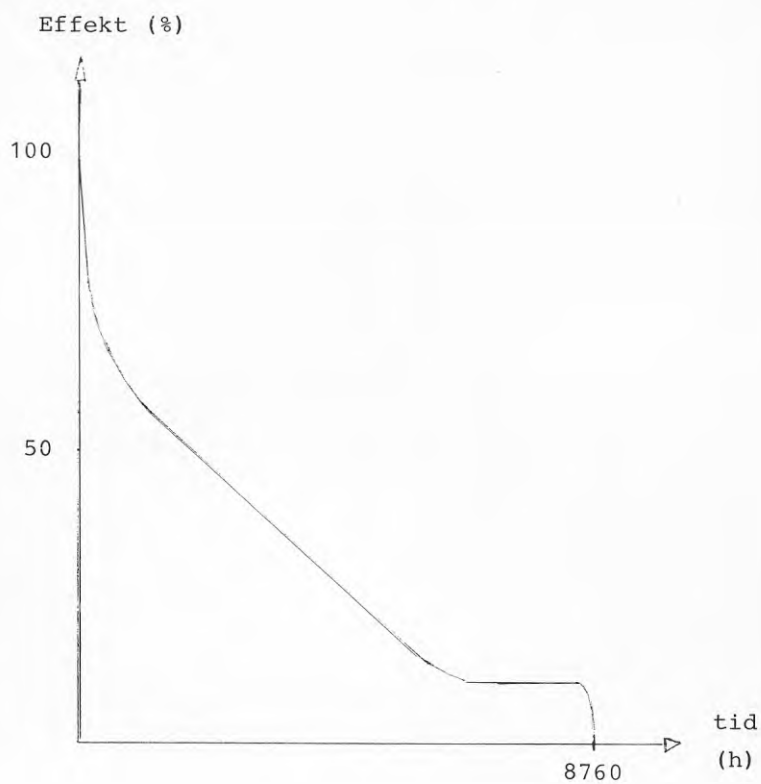
För det första fallet (samma värmepumpseffekt) fås följande förhållande

$$\text{Gaspris} = 0.66 \times \text{elpris} + 0.0023 \text{ (kr/kWh)}$$

För det senare fallet (värmepumpen utnyttjas maximalt) erhålls

$$\begin{aligned} \text{Gaspris} &= 0.56 \times \text{elpris} + 0.38 \times \text{oljepris} - \\ &- 0.004 \text{ (kr/kWh)} \end{aligned}$$

Man ser av dessa båda samband att investeringskostnaden för konverteringen är försumbar och att det endast är förfallandet mellan energipriserna som påverkar ekonomin.



Figur 10.3. Schematisk varaktighetskurva.



Det som är mest påfallande vid en jämförelse av emissioner från naturgas respektive olje- och koleldning är att svavel och tungmetallemissionen är avsevärt lägre vid naturgaseldning beroende på att svavel och tungmetallinnehållet (i den naturgas som är aktuell för Sveriges del) är lågt.

Föroreningar (beräknat på undre värmevärdet)

Svavelväge	H <sub>2</sub> S	0,9	mg/MJ	(37 mg/Nm <sup>3</sup> )
Tetrahydrothiophene (Odörisering)	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub> S	0,4	"	(18 mg/Nm <sup>3</sup> )
Svavel (totalt)	S	1,0	"	(40 mg/Nm <sup>3</sup> )
Arsenik	A	< 0,00003	g/MJ	
Beryllium	Be	-	"	
Kadmium	Cd	< 0,04	"	
Kobolt	Co	< 0,0001	"	
Krom	Cr	< 0,003	"	
Koppar	Cu	< 0,0003	"	
Kvicksilver	Hg	< 0,004	"	
Mangan	Mn	< 0,001	"	
Nickel	Ni	< 0,001	"	
Bly	Pb	< 0,006	"	
Selen	Se	< 0,0005	"	
Torium	Th	< -	"	
Uran	U	< -	"	
Vanadin	V	< 0,0003	"	
Zink	Zn	< 0,003	"	

Tabell 11.1. Exempel på föroreningar i naturgas.

När det gäller NO<sub>x</sub>-utsläpp så blir dessa något lägre vid naturgaseldning än vid förbränning av olja eller kol. Möjligheterna att minska NO<sub>x</sub>-utsläppen är också stora vid naturgaseldning. Detta beror på att naturgasen har de lägsta kraven på förbränningstemperatur

och uppehållstid för att erhålla fullständig förbränning. Man kan då vidtaga åtgärder för att minimera  $\text{NO}_x$ -bildningen som t ex rökgasåterföring och förbränning med luftunderskott.

Emissionen av  $\text{NO}_x$  och kolväten är dock betydligt högre vid förbränningsmotordrift (se tabell 11.2).

		$\text{NO}_x$ mg/MJ	$\text{C}_x\text{H}_y\text{M}$ ppm
Naturgasdriven	förbränningsmotor	250-3900	500-1150
	gasturbin	60- 250	5- 45
	panna (AVP)	30- 100	30-
Dieseldriven	dieselmotor	250- 900	700-4000

Tabell 11.2 Emissioner av  $\text{NO}_x$  och kolväten.

Av tabell 11.2 framgår att den naturgaseldade absorptionsvärmepumpen är mest miljövänlig vad gäller emission av kväveoxider och kolvägen.

En annan fördel med absorptionsvärmepumpen är att den ur bullersynpunkt är mycket bättre än en kompressionsvärmepump.

Det stoft som bildas vid förbränning av naturgas innehåller endast kol som härrör från ofullständig förbränning. Någon "aska" d v s obrännbara ämnen innehåller inte naturgas.

Då det vid naturgaseldning är jämförelsevis lätt att uppnå i det närmaste fullständig förbränning blir stoftemissionen nära noll.

Att jämföra miljöpåverkan mellan naturgasdriven och eldriven värmepump är lite vanskligt. Den lokala miljöpåverkan på grund av drivkällan blir ju noll vid eldrift. Detta blir alltså fallet om man ser el som primäre energi. El är dock inte någon primäre energi utan produceras på något sätt med olika typer av miljöpåverkan (t ex kärnkraft, vattenkraft, olje- eller kolmottryck).

## 12. STUDIEBESÖK I JAPAN

Inom projektets ram företogs en studieresa till Japan den 14 - 20 mars 1982. Resan rapporteras här i dagboksform.

Lördag 13 mars

Kl 11.00 avresa från Stockholm

Söndag 14 mars

Kl 19.00 ankomst till Tokyo

Måndag 15 mars

Kl 10.00 - 16.00 Besök på Japan Refrigerating, Air Conditioning, Heating Exposition och Solar System Exposition vid International Trade Center, Harumi, Tokyo.

Påfallande många utställare av solfångare, speciellt av vakuumbutts- och självcirkulationstyp.

Bland utställarna märktes:

National, Sharp, Sanyo, Yazaki och Corona. Solceller förekom endast i leksaksformat.

National visade en intressant typ av självcirkulations-system där solfångarna och tanken satt på var sin sida av taknocken. Pris 4.300:- kronor för 220 l och 3,4 m<sup>2</sup> och 3.750:- kronor för 100 l och 2,9 m<sup>2</sup>.

Konventionella typer kostade:

för 190 liter och 2,4 m <sup>2</sup>	2.850:- kronor
" 190 liter och 2,9 m <sup>2</sup>	3.150:- kronor
" 190 liter och 3,4 m <sup>2</sup>	3.600:- kronor

Tankarna är helt i plast.

Sharp's vakuumbuttsolfångare på 1,09 m<sup>2</sup> kostade 2.300:- kronor och plana solfångare på 1,94 m<sup>2</sup> 1.800:- kronor.

Sanyo's vakuumbuttsmodul på 1,75 m<sup>2</sup> kostnade 3.950:- kronor.

Mitsubishi visade bl a konventionella gas- och elvärmda varmvattenberedare. En 300 l elberedare kostnade 2.500:- kronor. Även de visade solvärmesystem. Ett självcirkulationssystem på 230 l och 3 m<sup>2</sup> kostnade 3.300:- kronor.

De gav också prisexempel på andra utrustningsdetaljer. Exempel tvågrepps badkarsblandare 250:- kronor. Avluftare 60:- kronor.

Bland utställarna av utrustning för luftkonditionering kan nämnas Mitsubishi, Mycom, Daikin, Ebara (licenstagare till Carrier), Hitachi, Kobe Steel och Sharp.

Mycom visade några skruvkompressorer, bl a en kopplad till gasmotor av eget fabrikat.

Daikin visade 2 storlekar av en liten värmepump för enfamiljshus, med uteluft som värmekälla. Motoreffekt 430 resp 740 W.

Ebara visade bl a gaseldad absorptionsvattenkylaggregat. Aggregatet hade Carriers skyltar på sig, men sades vara vidareutvecklat i Japan.

Kobe Steel visade en gasmotordriven värmepump, med påbyggd förångare. Allt i containerformat.

Hitachi visade ett relativt litet direkteldat absorptionsvattenkylaggregat.

Sharp visade bl a olika typer av fan-coil-aggregat. Några hade sladdlös fjärrkontroll, typ bättre färg-TV.

Bland övriga utställare kan nämnas:

Samson/Yoshitake Works, som visade termostatiska ventiler i olika storlekar och utföranden.

Saginomiya, kontrollutrustning, pressostater, termostater och ventiler.

Fujikoki, termostatventiler, termostater, magnetventiler, synglas, backventiler m m.

SCJ, datoriserad övervakningsutrustning med pekskärmar.

Inaba, rörkapslingar för utomhusmontage.

Nissei, stativ för solfångare och kylaggregat.

Ett enkelt markstativ för solfångare max bredd 2,3 m, max längd 2,3 kostade 600:- kronor.

Totalt 116 utställare.

Tisdag 16 mars.

Kl 09.00 besök hos Nissho-Iwai, Corp, Tokyo.

Träffade Mr. Junichi Noguchi, General Manager, Engineering Office, Project Development Division och Mr.

Toshiyuki Kaizuka, Assistant Manager, Marketing Team, Engineering Office, Project Development Division.

Nisso-Iwai är ett handelshus som bl a har hand om Sanyo's försäljning av värmepumpar och solfångare i Europa och USA. Omsättning över 30 miljarder US per år (ca 170 miljarder kr/år!)

Sanyo's värmepumpar finns i två utföranden, 1-steg och 2-steg. Samtliga japanska absorptionsvärmepumpar använder Litiumbromid som arbetsmedium. Ammoniak anses av myndigheterna så farligt att det inte får användas.

I Japan är elförbrukningen störst på sommaren. In-tresset för absorptionskylaggregat har därför ökat efter energikrisen. Absorptionskyltekniken har vidareutvecklats i Japan och COP har höjts från 0,5 - 0,6 till 1,12, vilket gör att den kan tävla med kompressoraggregat, som man jämför primärenergibehov.

Vattenkylaggregat finns nu ca 3000 i Japan, därav 1500 av Sanyo's fabrikat.

Värmepumpar av typ 1 finns ca 50 st och av typ 2, 2-3

st. Försäljningen av den senare typen har dock ej börjat.

Skillnaden mellan typ 1 och typ 2 är väsentligen att typ 1 kräver en drivenergi, som är ca 20°C varmare än utgående temperatur. Typ 2 kräver ingen drivenergi utan drivs av värmekällan direkt.

COP för typ 1            1,67  
och för typ 2            0,50

Övriga skillnader:	typ 1	typ 2
Max temp ut	95°C	150°C

15.00. Besök hos Tokyo Gas Co, Tokyo tillsammans med Mr. Kaizuka.

Träffade Mr. Yamagishi, projektledare, Gas Engine Group.

Tokyo Gas distribuerar naturgas i Tokyo-området. Gasen importerar med fartyg i flytande form från Indonesien, Alaska och Australien.

Gas Engine Group driver 2 forskningsprojekt på området gasmotorvärmepumpar.

Projekt 1 omfattar mindre värmepumpar, upp till ca 35 kW kyleffekt. Detta projekt är finansiellt stött av regeringen. Det är ett 3-årsprojekt och startade 1981. Ett konsortium har bildats av 11 större tillverkare och 2 gasbolag, Tokyo Gas och Osaka Gas, för projektet.

Total budget ca 60 MKr.

Projektet innefattar framtagande och test av små gasmotordrivna värmepumpar. I laboratoriet provkördes värmepumpar från Hitachi, Toshiba, Daikin m fl. Motorerna var samtliga vattenkylda 2- och 4-takts Ottomotorer med 1 cylinder. De var i de flesta fallen specialtillverkade, men påminde starkt om MC-motorer. Yamaha hade också tillverkat en motor. 140 cc cylindervolym nämndes liksom 1-5 kW motoreffekt. En motor drev 2 kompressorer via remmar.

Den största värmepumpen som fanns i laboratoriet hade en motor från bilen Mitsubishi Galant.

Projekt 2 bedrivs av Tokyo Gas ensamt utan statligt stöd. Projektet består av 2 delar där del 1 är fältförsök med 10 st större gasmotorvärmepumpar och del 2 är en feasibility study.

Två enheter fanns inom Tokyo Gas område. Den ena var av fabrikat Daikin med en 4-cylindrig Ottomotor av fabrikat Waukhesa från USA. Den andra var av fabrikat Komatsu med en konverterad dieselmotor.

Data: Motor konverterad diesel 4-cylindrig, 42 Hp vid 1750 rpm

Volym 2940 cc  
 COP värme 1,98  
 COP kyla 1,48  
 Effekt kyla 124 kW  
 Effekt värme 163 kW  
 Reglerområde 11 - 100 %  
 Ljudnivå 1 m avstånd: 70 dB(A)  
 Mått: l = 3500  
           h = 3300 (3700 med skorsten)  
           b = 2200  
 Vikt: 6.100 kg

Gasmotortillverkare i Japan är:

Komatsu  
 Shinko Zuuki  
 Mycom  
 Sanyo  
 Nippon Kokan

Onsdag 17 mars .

Besök hos Komatsu Ltd, Tokyo.

Träffade Mr. Teruo Nagayasu, Manager, Corporate Planning Department. Komatsu tillverkar framförallt entreprenadmaskiner, som grävmaskiner, dumprar, väghyvlar och bulldozers. Omsättning är ca 3,5 miljarder US /år, d v s ca 20 miljarder kr/år.

Gasmotorvärmepumpar tillverkas i Japan av dels kompressortillverkare och dels motortillverkare. Mycom är ett undantag då de tillverkar både kompressor och motor. Den senare dock mindre tillförlitlig enligt Komatsu.

Komatsu tillverkar gasmotorvärmepumpar i olika storlek. I packageutförande finns de med 30 - 160 hk motoreffekt och i enhetsutförande med upp till 500 hk motoreffekt.

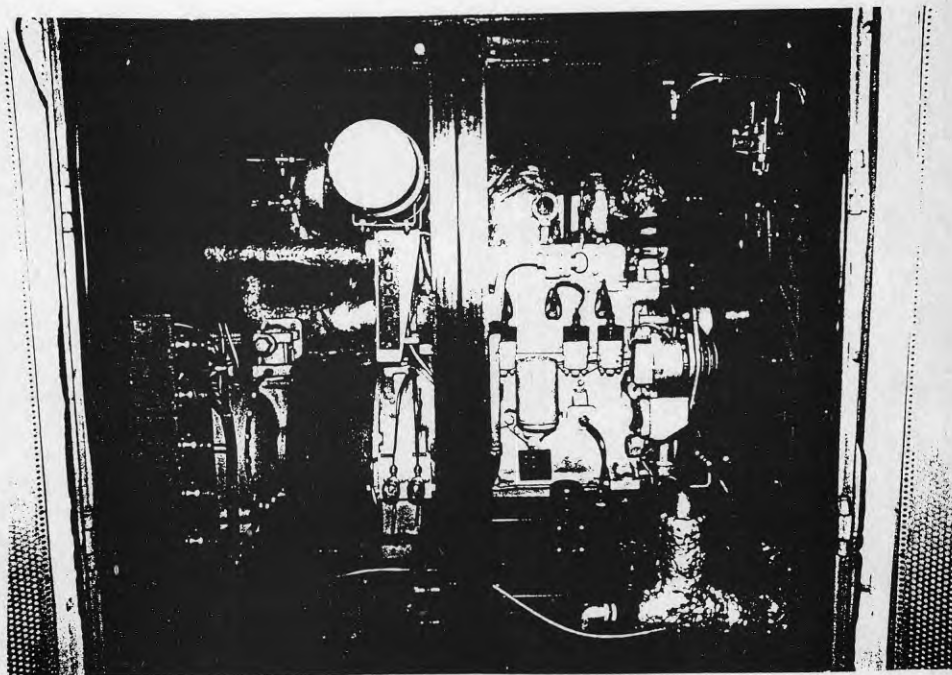
Kompressorer av kolv- eller skruvtyp köps från Hitachi, Mycom, Carrier, Kobe Steel och Daikin.

Gasmotorerna är konverterade dieselmotorer ur det vanliga tillverkningsprogrammet. Motorerna konverteras genom att kolvarna byts för att ändra kompressionsförhållandet, insprutningsmunstyckena byts mot tändstift med fördelare och förgasare monteras. Vidare ändras reglersystemet. Komatsu tillverkar 3000 dieselmotorer i månaden och priset på gasmotorn är därför relativt lågt.

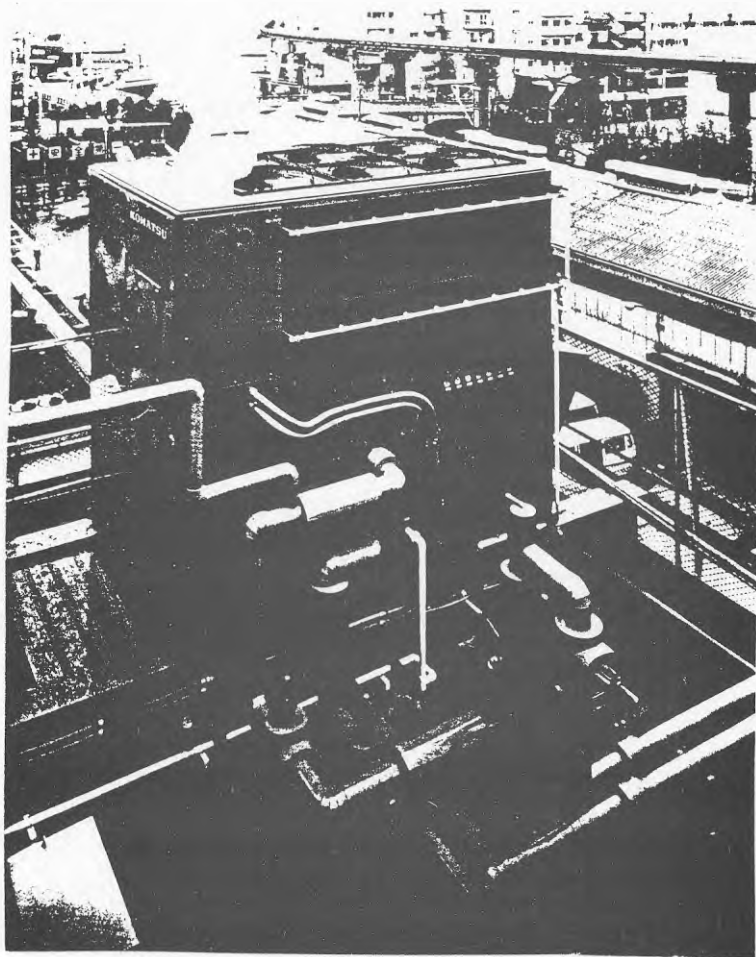
Komatsu's gasmotorer sades vara bättre än Perkins, Waukhesa och MAN med avseende på tillförlitlighet och verkningsgrad. Service på motorn som erfordras är olje- och filterbyte efter 500 - 1000 h drift och tändstiftsbyte och ventiljustering efter 1000 - 2000 h. I Japan innebär detta ett servicetillfälle per år.

Total motorlivslängd är 30.000 h.

Kostnaden för packageaggregat är ca 300.000 Y per USRT. (2900 kr/kW kyleffekt). Något lägre för större storlekar. 10 enheter har levererats och 10 finns i order.

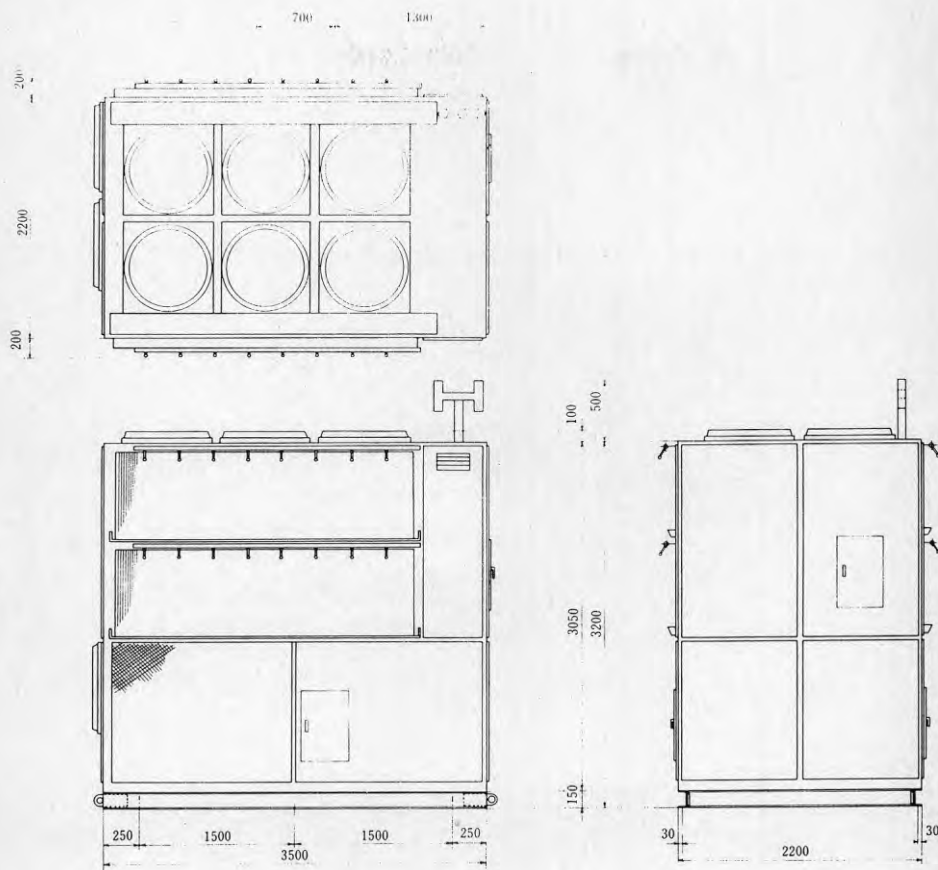


Figur 12.1. Daikingasvärmepump med Waukeshamotor.



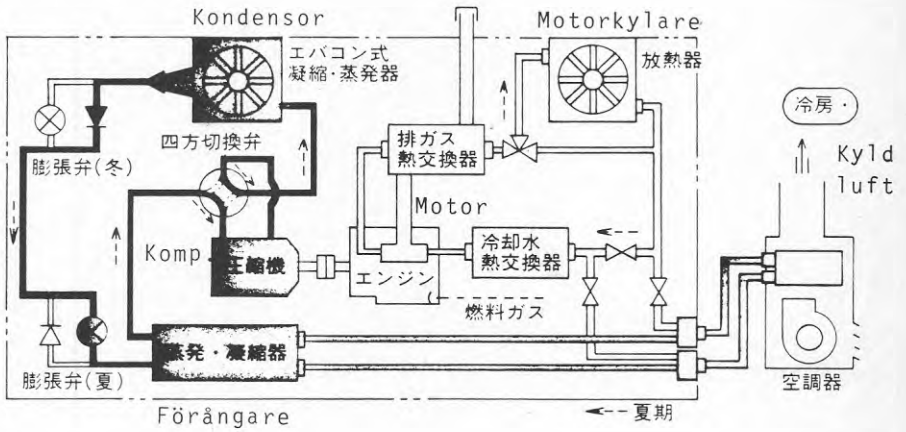
Figur 12.2. Komatsugasvärmepump placerad på tak vid Tokyo Gas laboratorier i Tokyo. Värmepumpen kan även användas som kylmaskin.



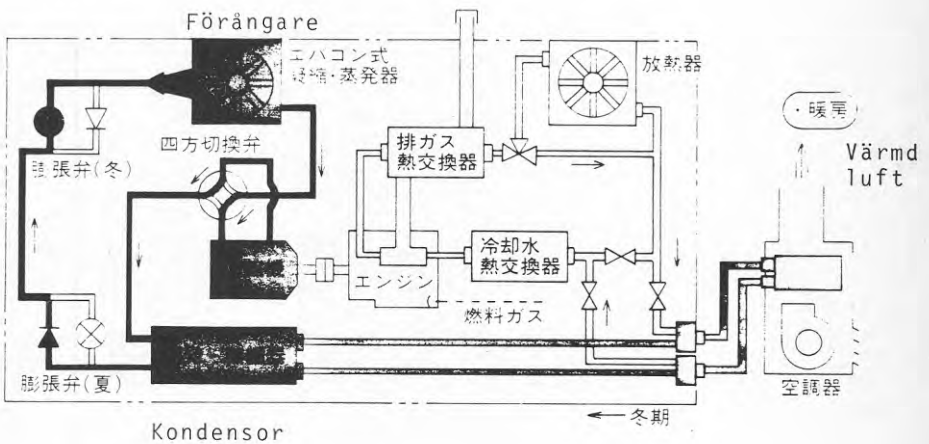


Figur 12.3. Måttskiss över Komatsuvärmepumpen från figur 12.2. Observera lyftöglorna i nedre hörnen och de små måtten som gör värmepumpen lätt transportabel. Övriga data: Värmeeffekt 190 kW, kyleffekt 144 kW, motoreffekt 42 hk vid 1750 v/min, motorvolym 2940 cc, värmefaktor 1.98, ljudnivå på 1 m avstånd 70 dBA, total vikt 6100 kg.

## SOMMARDRIFTFALL



## VINTERDRIFTFALL



Figur 12.4. Komatsuvärmepumpens två driftfall.

Av de levererade har 6 vatten som värmekälla, därav 1 med källvatten och 5 med spillvatten. De övriga 4 har uteluft som värmekälla. Den äldsta har nu ca 3000 drifttimmar. Inga problem har rapporterats.

Torsdag 18 mars.

Besök vid Tokyo Sanyo Electric CO i Ora-Gun, ca 1,5 timmes resa utanför Tokyo.

Träffade (tillsammans med Mr Kaizuka, Nissho Iwai) Mr. Tak Minami, Section Manager, Engineering Department Air-Conditioning Division och Mr. Takao Tanaka, Projekt Manager vid samma avdelning. Till skillnad från många andra större företag har inte Sanyo splittrat upp verksamhetsgrenarna i separata företag, placerade på olika ställen. Företagets huvudkontor och fabrik finns i Ora-Gun, nordväst om Tokyo. På ett och samma ställe tillverkas bl a TV-apparater, stereoutrustning, bandspelare (Sanyo är världens största bandspelartillverkare), kylskåp, luftkonditioneringsaggregat, kompressorer, elektronik, kylgondoler, solfångare, vattenkylaggregat och värmepumpar.

Den samlade tillverkningen anser man vara en styrka, då de olika divisionerna kan dra nytta av varandras erfarenheter.

Samtliga anställda, under direktörsnivå, bär företagets arbetskläder.

Absorptionsvärmepumparna av typ 1 och typ 2 går igenom i detalj. De uppgifter som lämnats tidigare av Nissho-Iwai bekräftas.

Maximal temperatur ut från typ 1 är 95°C. Drivenergin kan vara ånga eller hetvatten, men även direkteldade typer finns.

Vid varierande förhållanden i värmekällan regleras värmepumpen automatiskt. Maximala koncentrationen av LiBr är dock 64 %, vilket kräver viss omsorg vid dimensionerandet.

Värmepumpar av typ II kan ge upp till 150°C ut. Vissa samband mellan värmekälla och kylvatten samt värmeavgivning måste uppfyllas. Underhåll begränsas till kontroll av trycket i systemet och vid behov start av vakuumpumpen. En halv till en timmes vakuumpumpning i veckan är normalt. Inga läckageproblem finns. I övrigt måste pumparna ses över efter 8000 h och VVX-yltor rengöres vid behov.

Efter genomgången visades de absorptionsmaskiner som installerats på fabriksområdet. En del var direkteldade, andra drevs av avgaser från gasmotor och en drevs med solenergi, från ett fält av vakuumtubsolfångare.

På området testades också en absorptionsmaskin som tillverkade is med lågtemperatur drivenergi, förmodligen avsedd för solenergi och U-landsanvändning.

Mätutrustningen bestod av 3-4 mikrodatorer och 1 mini-dator (HP-1000) med 3 terminaler.

Tillverkningen fick också beskådas. Den påminde starkt om tillverkning av tubvärmväxlare med invaldade koppar-tuber. Tillverkningen var manuell, utan några ovanliga maskiner. Alla enheter provades innan leverans. Under arbete i verkstaden var ca 15-20 st maskiner. Japansk flitighet kunde konstateras.

Fredag 19 mars

08.00 avresa med Shinkansen (snabbtåg) till Osaka.  
550 km på 3 timmar och 10 minuter. 11.10 ankomst Osaka.

Träffade Mr. Michio Higashi, Staff Advisor to General Manager, Planning & Co-ordination Office, Machinery 1:st division, Nissho-Iwai Corporation.

Japan har för närvarande 12 terminaler för mottagning av LNG från Indonesien, Brunei, Australien och Kanada. Ytterligare 6-7 terminaler är under byggnad.

En del LNG återexporteras till Korea, som håller på att bygga upp ett gasnät. I Japan finns inte ett sammanhängande gasnät utan flera regionala nät. Dessa nät har byggts ut och delvis ersatt stadsgasnät. De största gasbolagen är Tokyo Gas och Osaka Gas.

Nissho-Iwai står gärna till tjänst med kontakter mellan svenska och japanska företag. Detta gäller bl a gasbolagens engineeringföretag, som kan ha kunskaper av värde för det svenska Sydgasprojektet. Fördelen med att ta kontakt via Nissho-Iwai (Göteborgskontoret) är att de kan förklara det svenska företagens verksamhet och betydelse, vilket underlättar kontaktskapandet.

13.00 Besök Osaka Gas Co, Osaka.

Träffade Mr Shinichi Kannoh, Staff Engineer, Industrial & Commercial Gas Development Office, tillsammans med Mr Higashi.

Osaka Gas är ett av de större gasbolagen i Japan. Det försörjer ca 4,4 miljoner hem, kontor och industrier i området i och runt städerna Osaka, Kobe och Kyoto.

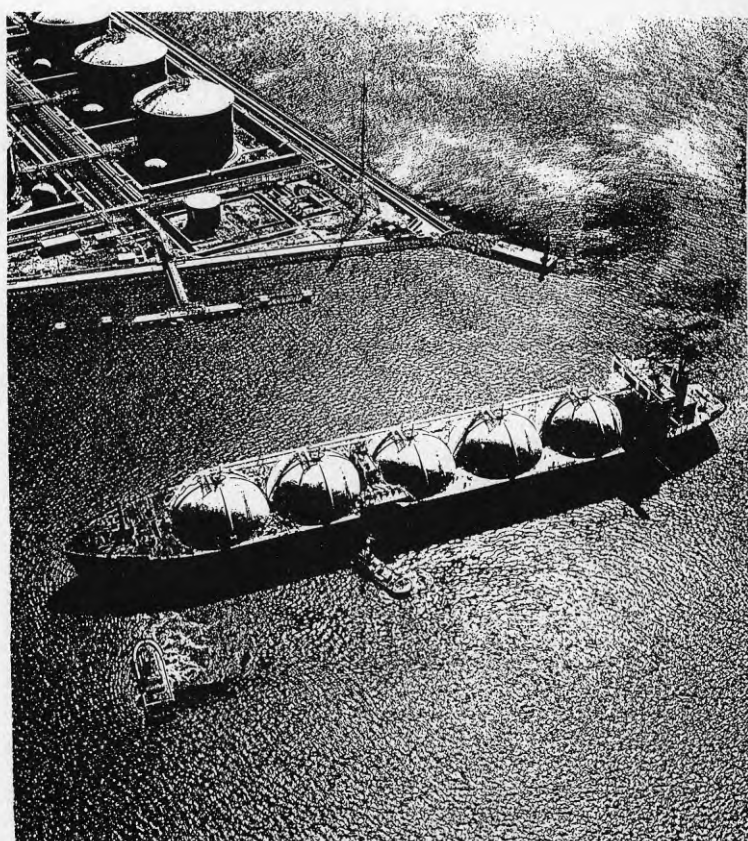
1980 distribuerades 6,47 milj m<sup>3</sup> gas (omräknat till stadsgas).

Osaka Gas har dessutom en rad dotterbolag med verksamhet inom närliggande områden. Total omsättning uppgår till ca 15 miljarder kronor.

Rörledningsnätets längd är 42.000 km. Den stadsgas man distribuerar är till 70 % tillverkad av LNG, till 26 % av kol och resterande 4 % av nafta och butan.

För närvarande importeras följande LNG-mängder från:

Brunei, Borneo	630.000 ton/år
Indonesien	1.300.000 ton/år



Figur 12.5. LNG-tanker vid mottagningsterminal i Osaka.

och man planerar följande ökning av importen från

1983 Indonesien	400.000 ton/år
1985 Kanada	550.000 ton/år
1986 Australien	600.000 ton/år

Detta skulle ge en total import av 3.480.000 ton/år 1986.

Man håller på att gradvis ändra stadsgassystemet till naturgassystem. Därigenom kan kapaciteten i nätet mer än fördubblas, utan större åtgärder. Man har 4 egna terminaler för mottagning av LNG och ytterligare en under byggnad.

Absorptionsvattenkylaggregat och värmepumpar är man intresserad av av rent kommersiella skäl. Man vill helt enkelt öka gasförsäljningen.

Liksom i Tokyo-området är elbehovet störst på sommaren. Man har speciella sommarkraftverk, som är gaseldade, bl a gasturbiner. Både produktions- och distributionskapaciteten på elsidan är hårt ansträngda. På Osaka Gas anser man det bättre att driva kylaggregaten med gas direkt. COP förbättras då och elnätet avlastas. Det ger också utrymme för ökad gasanvändning.

Man samarbetar med Sanyo när det gäller absorptionsaggregat. Sanyo levererar aggregatet och Osaka Gas engineeringföretag projekterar installationen. Fristående rörentreprenörer används för installationsarbetet.

14.30 Besök New Japan Sauna, Osaka. New Japan Sauna är ett stort allmänt badhus. Det är försett med en mängd badrum, med separata badkar. Detta innebär att vattenbehovet och spillvattenmängden är stor.

40 m<sup>3</sup> spillvatten per timme med 35°C temperatur är värmepumpens värmekälla. Spillvattnet passerar hår- och tvålfiltar och kyls därefter i en plattvärmeväxlare till 21°C. I värmeväxlaren värms värmepumpens värmekällakrets från 18°C till 32°C. Flödet är 40 m<sup>3</sup>/h. Tillvaratagen värmemängd 650 kW.

I värmepumpens hetvattenkrets värms vatten från 29°C till 71°C. Flödet här är 37,8 m<sup>3</sup>/h. Värmeavgivning 1843 kW.

Drivande energi är stadsgas. COP vid angivna värden är 1,55. Inkommande kallvatten värms från 21°C till 66°C i en plattvärmeväxlare.

Under besöket startades värmepumpen. Den uppförde sig helt odramatiskt, på samma sätt som en gaseldad panna. Absorbent- och köldmediepumparna gick on-off och styrdes av nivågivare. Installationen gjorde ett något risigt intryck, men tycktes fungera bra.







## 13 REFERENSER

1. ASHRAE Handbook 1979 Equipment, ASHRAE, Atlanta U. S. A. 1979.
2. Gas Turbine Total Energy Applications, Kongsberg Gas Turbines, Kongsberg, Norge 1976.
3. Jütteman, H., Wärmepumpen Band 3, Anwendung der Gas- und Dieselwärmepumpe in der Haustechnik, Verlag C. F. Müller, Karlsruhe, Västtyskland 1981.
4. Rau, B., Probleme beim Einsatz von Gasen unterschiedlicher Qualität in Gasmotoren, GWF-Gas/Erdgas, 123 (1982) H. 3 pp. 99 - 104.
5. Naturgashandbok, Sydgas AB, Malmö 1981.
6. Heating and Refigeration with Gas Engines, Jenbacher Werke A.G., Jenbach, Österrike 1981.
7. Company Profile, Osaka Gas Co. Ltd., Osaka, Japan 1981.
8. EK-81, Istället för kärnkraft, DS I 1983:18.
9. United Stirling, Informationsmaterial i anslutning till föredrag för SMR 1981-10-12.

Den intresserade läsaren rekommenderas följande litteratur och tidskrifter.

#### Böcker

Heilmaier, W., Wärmepumpen in der Praxis, Udo Pfriemer Verlag, München.

Naturgashandbok, Sydgas AB, Malmö.

Böttcher, C., Die Gasmotor-wärmepumpe als energiesparende Kühl- und Heizanlage in klimatisierten Gebäuden, KI-Extra 16, C. F. Müller Verlag, Karlsruhe.

Absorptionswärmepumpen, KI-Extra 14, C. F. Müller Verlag, Karlsruhe.

Jütteman, H., Wärmepumpen Band 3, Anwendung der Gas- und Dieselwärmepumpe in der Haustechnik, C. F. Müller Verlag, Karlsruhe.

#### Tidskrifter

Scandinavian Refrigeration.

Gasnytt.

Modern Power Systems.

Sonnenenergie & Wärmepumpe, SVG Sonnenenergie Verlags-GmbH, Gräfelfing, Västtyskland.

HLH, Heizung, Lüftung/Klimatechnik, Haustechnik, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, Västtyskland.

Flüssiggas, A. Strobel KG, Arnsberg, Västtyskland.

Sanitär- und Heizungstechnik, Krammer-verlag, Düsseldorf, Västtyskland.

**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag  
810874-9 från Statens råd för byggnadsforskning  
till Hugo Theorells Ingenjörbyrå AB, Solna.**

**R114: 1984**

**ISBN 91-540-4222-4**

**Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm**

**Art.nr: 6704114**

**Abonnemangsgrupp:  
W. Installationer**

**Distribution:  
Svensk Byggtjänst, Box 7853  
103 99 Stockholm**

**Cirkapris: 35 kr exkl moms**