



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

R128:1984

Gasmotordriven värmepump för fjärrvärmenätet i Oxie

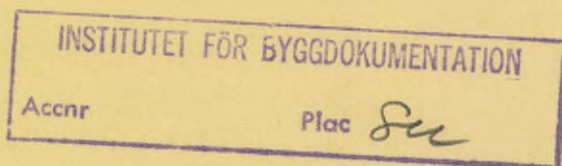
Förstudie

Staffan Luterkort

Tord Torisson

Leif Lemmeke

*K
anna*



Byggeforskningsrådet

R128:1984

GASMOTORDRIVEN VÄRMEPUMP FÖR
FJÄRRVÄRMENÄTET I OXIE

Förstudie

Staffan Luterkort
Tord Torisson
Leif Lemmeke

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag
821677-8 från Statens råd för byggnadsforskning
till Malmö Energiverk, Kraftvärmeverket, Malmö

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

R128:1984

ISBN 91-540-4237-2

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Liber Tryck Stockholm 1984

INNEHÅLL

	FÖRORD.....	5
1.	FÖRUTSÄTTNINGAR.....	6
1.1	Bakgrund och syfte.....	6
2.	FJÄRRVÄRMESYSTEMET.....	7
2.1	Befintligt system.....	7
2.2	Planerat system.....	7
2.3	Temperaturkrav.....	7
3.	GRUNDVATTEN SOM VÄRMEKÄLLA.....	8
3.1	Geohydrologiska förutsättningar.....	8
3.2	Befintliga anläggningar.....	9
3.3	Utnyttjande av befintlig vattentäkt..	9
3.4	Juridiska förhållanden.....	10
3.5	Utbyggnadsmöjligheter.....	10
4.	GASMOTORVÄRMEPUMP.....	11
4.1	Allmänt om gasdrivna värmepumpar.....	11
4.2	Teknisk beskrivning.....	12
4.3	Dellastdrift.....	13
4.4	Energibehov - systemvärmefaktor.....	14
4.5	Befintliga anläggningar.....	15
5.	VÄRMECENTRALENS UTFORMNING.....	16
5.1	Principlösning.....	16
5.2	Dimensionering av anläggningen.....	16
5.3	Driftstrategi.....	18
5.4	Lokalisering.....	19
6.	EKONOMI.....	20
6.1	Allmänt.....	20
6.2	Förutsättningar.....	20
6.3	Värmepumpanläggning och gaspannor -Alternativ A.....	20
6.4	Gaspannor. -Alternativ B.....	22
6.5	Sammanställning av årskostnaderna för alternativ A och B.....	24
6.6	Känslighetsanalys.....	24
7.	SAMMANFATTNING OCH REKOMMENDATIONER..	25
	LITTERATUR.....	26

BILAGOR

Bilaga 1	Temperaturprofil för fjärrvärmesystem i Oxie. Diagram.....	27
Bilaga 2	Varaktighetsdiagram - Vinterdrift.....	28
Bilaga 3	Systemschema - Vinterdrift.....	29
Bilaga 4	Varaktighetsdiagram - Höst-och vårdrift.....	30
Bilaga 5	Systemschema -Höst-och vårdrift.	31
Bilaga 6	Varaktighetsdiagram -Sommardrift. Urladdning av ackumulator.....	32
Bilaga 7	Systemschema -Sommardrift. Urladdning av ackumulator.....	33
Bilaga 8	Varaktighetsdiagram -Sommardrift. Laddning av ackumulator.....	34
Bilaga 9	Systemschema -Sommardrift. Laddning av ackumulator.....	35
Bilaga 10	Gasmotor (2-takts motor). Måttuppgifter.....	36
Bilaga 11	Tekniska data, värmebalans m m, för gasmotor.....	37
Bilaga 12	Översiktskarta värmecentral, mottagningsstation för naturgas, värmekälla till värmepump m m. Karta i skala 1:10 000.....	38
Bilaga 13	Översiktskarta värmecentral och fjärrvärmenät. Karta.....	39
Bilaga 14	Känslighetsanalys för alternativ- A och B avseende variationer i specifikt naturgaspris. Diagram.....	40

FÖRORD

Som ett led i Malmö Energiverks engagemang i introduktionen av naturgas i Malmö med omnejd har VBB utfört denna förstudie.

Utredningsarbetet har bedrivits i nära samarbete med Malmö Energiverk, Lars-Göran Göransson.

Uppgifter om bl a anslutningseffekt och temperaturprofil för fjärrvärmenätet i Oxie har erhållits av Malmö Energiverk.

Malmö 1983-11-30

Staffan Luterkort Tord Torisson Leif Lemmeke

1. FÖRUTSÄTTNINGAR

1.1 Bakgrund och syfte

Fjärrvärmenätet i Oxie är ett lokalt nät och f n helt frikopplat från fjärrvärmenätet i Malmö. Oxie - nätets utsträckning framgår av kartan i bilaga 13. Fjärrvärmenätet kan idag matas från två oljeeldade panncentraler. Under normal drift används endast en av centralerna.

Då naturgas kommer att användas i västra delen av Skåne f o m 85-10-01 är det av stort intresse att finna attraktiva användningsområden för gasen. En möjlighet är att använda gasen i en förbränningsmotor vilken driver kompressorn till en värmepumpänläggning. Större delen av överkottsvärmen från förbränningsmotorerna kan då tillvaratas. En annan möjlighet är att använda naturgasen i en konventionell förbränningsanläggning d v s en gaspanna.

Framtida värmeförsörjning av fjärrvärmenätet i Oxie kommer sannolikt att ske enligt något av alternativen nedan.

- A. Värmepumpänläggning och naturgaspannor.
- B. Enbart naturgaspannor.
- C. Sammankoppling av fjärrvärmenätet i Malmö med nätet i Oxie.

I denna studie redovisas alternativen A och B ovan. Malmö Energiverk utvärderar alternativ C.

2. FJÄRRVÄRMESYSTEMET

2.1 Befintligt system

Befintligt fjärrvärmenät i Oxie har idag en anslutningseffekt på drygt 11 MW. Nätets utsträckning framgår av kartan i bilaga 13.

Den panncentral för eldningsolja 4, som värmeförsörjer fjärrvärmenätet har beteckningen PC 33 på kartan. Som reserv finns ytterligare en panncentral PC 32.

Maximal erforderlig produktionseffekt har av Malmö Energiverk uppgivits till ca 8 MW vilket motsvarar en sammanlagringsfaktor på ca 0.70.

2.2 Planerat system

Planerad utbyggnad av fjärrvärmesystemet i Oxie är idag osäker vilket sannolikt kommer att innebära en högst begränsad ökning i anslutningseffekt. Ev. utbyggnad av fjärrvärmenätet framgår av kartan i bilaga 13.

2.3 Temperaturkrav

Befintligt fjärrvärmenät är dimensionerat för framledningstemperaturen 120°C resp. returledningstemperaturen 65°C vid den dimensionerande utetemperaturen. Nätet har hittills matats utan optimal temperaturstyrning men försök pågår att finna optimal temperaturprofil.

Utgångspunkt för denna studie har varit den temperaturprofil som redovisats i bilaga 1. Detta diagram är baserat på uppmätta temperaturer i fjärrvärmenätet i Oxie.

3. GRUNDVATTEN SOM VÄRMEKÄLLA

3.1 Geohydrologiska förutsättningar

Variationerna i solinstrålningen medför säsongmässiga växlingar i markytans temperatur. Dessa fortplantar sig ner i marken. Till följd av markens värmekapacitet sker dock en kraftig dämpning av dessa, vilket medför att temperaturvariationerna är obetydliga redan vid djup på omkring 10 m under markytan. På detta djup har marken och grundvattnet därför en nära nog konstant temperatur, som motsvarar årsmedeltemperaturen vid markytan d v s 7 á 8°C i södra Sverige. Grundvattnet utgör sålunda en säker och stabil värmekälla.

För att grundvattnet i en viss lokalitet skall kunna utnyttjas som värmekälla fordras dock att grundvattenuttagen inom det lokala nederbördsområdet ej under någon längre period överstiger grundvattenbildningen. Detta medför att uttagen till sin storlek är begränsade. Till följd av gynnsamma geohydrologiska förhållanden får uttagsmöjligheterna inom området kring Oxie dock karakteriseras som goda. Dessa förhållanden framgår av "Hydrogeologiska kartbladet Trelleborg NO/Malmö SO" med tillhörande beskrivning upprättad av Sveriges geologiska undersökning, SGU, Stockholm 1977.

De flesta större grundvattenuttag inom området äger rum från övre delen av kalkberggrunden, som är genomslätt av sprickor vari grundvattnet framrinner. De något större brunnarna med 200-300 mm diameter är normalt nedförda 20-25 m i kalkstenen. Dessa har vanligen kapaciteter av storleken 5-20 l/s.

Kalkberggrunden täcks av lösa jordlager, som i huvudsak bildats under istiden och den efterföljande avsmältningsperioden. Oxie är härvid belägen inom det s k backlandskapet på gränsen mot slättlandskapet mot väster och söder (Söderslätt).

Inom backlandskapet kring Oxie varierar de lösa jordlagrens mäktighet normalt mellan 20 och 50 m. De växlande nedisnings- och avsmältningsförhållandena har vidare medfört att jordlagrens uppbyggnad blivit mycket komplicerade med en ofta snabb växellagring mellan olika jordarter i både sid och höjddled.

Möjligheterna för uttag av grundvatten i de lösa jordlagren är begränsade till grovsedimenten bestående av grus, sand och grovmo. Dessa omfattar dels sub- eller intermoräna grovsediment som finns strax under eller inbäddade i moränavlagringarna, dels isälvsavlagringar. Bägge typer av grovsediment finns rikligt representerade i området närmast kring Oxie.

I en berggrundsänka vid Lockarp förekommer sålunda ett mer än 30 m mäktigt grovsediment under 13 m morän. Sedimentet tycks bestå av sand med både grusiga och grovmoiga inslag. Mellan Lockarp och Glostorp når det submoräna grovsedimentet enligt provborrning en mäktighet på 56 m.

Isälvsavlagringarna har sin största utbredning i gränstrakterna mellan back- och slättlandskapet och bland de större av dessa finns flera markerade kullar i Lockarp-Käglingeområdet. Normalt underlagras isälvsavlagringarna av morän. Inom nämnda område är det dock sannolikt att dessa har kontakt med de djupare belägna grovsedimenten. Öster om Arrie sträcker sig vidare betydande isälvsavlagringar mot Oxie. Dessa avlagringar som söder om Kruseberg har en mäktighet på över 20 m antas stå i kontakt med berggrunden.

3.2 Befintliga anläggningar

För vattenförsörjning av Oxieområdet har Malmö kommun tidigare etablerat vattentäkter inom Oxie, Käglinge och Kristineberg. Oxie m fl samhällen har sedan anslutits till Malmö's centrala vattenförsörjningsanläggning och de lokala vattentäkterna är numera endast avsedda att användas som reservvattentäkter. Vattentäkterna har legaliserats och tillstånd för uttag av sammanlagt 3,5 Mm³/år, dock högst 10 000 m³/d har erhållits. Den helt dominerande delen av detta uttag, 2,9 Mm³/år och maximalt 8 300 m³/d, hänförs till vattentäkten vid Kristineberg. Denna vattentäkt utgörs numera av en enda brunn som är nedförd i kalkberget till ca 56 m djup under markytan. Brunnen, som ensam medger uttag av angiven storlek, är belägen ca 700 m norr om den planerade permanenta fjärrvärmecentralen i Kristineberg.

Utnyttjas denna vattentäkt för värmeförsörjningsändamål är det möjligt att med en temperatursänkning på det uppfordrade grundvattnet på 5°C erhålla en värmeeffekt (förångareffekt) på ca 2,0 MW vid ett maximalt uttag på 96 l/s (8300 m³/d). Den samlade uttagbara värmemängden uppgår vidare till ca 17 GWh/år vid ett medeluttag på 92 l/s och en temperatursänkning på 5°C. Då detta medeluttag ej är nämnvärt lägre än det tillåtna maximala uttaget förutsätter ett värmeuttag av angiven storlek att värmeproduktionen är ganska jämnt fördelad över året.

3.3 Utnyttjande av befintlig vattentäkt

Placeras en värmepump vid den planerade permanenta fjärrvärmecentralen i Kristineberg fordrar utnyttjande av vattentäkten att en ny överföringsledning läggs mellan brunnen och centralen samt att en pump installeras i brunnen. Efter användning kan det nedkylda vattnet med självfall avledas till ett befintligt större dike ca 600 m väster om centralen.

Det uppfordrade grundvattnet innehåller järn och mangan som vid kontakt med luftens syre ger upphov till utfällningar. Dyliga utfällningar kan medföra missfärgning av dikesslänter och dylikt nedströms utsläppspunkten. För att undvika eller väsentligen begränsa dylika olägenheter bör vattnet behandlas före utsläpp i diket. Behandlingen bör omfatta luftning i exempelvis en luftningstrappa samt avskiljning av utfällningarna genom sedimentering i en enkel uppschaktad bassäng. Bassängen bör rensas en eller ett par gånger om året.

3.4 Juridiska förhållanden

Enligt ovan föreligger redan tillstånd till uttag av grundvatten. Att grundvattnet kommer att nyttjas för annat ändamål (värmeförsörjning) än vad det ursprungligen avsågs för (vattenförsörjning) synes ej motivera någon prövning.

För utvinning av värme ur bl a grundvatten med en uttagen effekt överstigande i 1 MW fordras emellertid enligt miljöskyddsförordningen att en anmälan görs till länsstyrelsen. Anmälan, som skall göras skriftligt i god tid innan verksamheten påbörjas, skall ge underlag för naturvårdande myndigheters värdering av miljöeffekterna.

Utsläppet i diket kan eventuellt fordra särskild prövning hos vattendomstolen. Ett alternativ härtill kan vara att söka avtal med de sakägare, som kan beröras av utsläppet. Om diket helt är beläget inom planlagt område bör särskild prövning av utsläppet dock kunna undvikas.

3.5 Utbyggnadsmöjligheter

Vid en fortsatt utbyggnad av fjärrvärmesystemet i Oxie kan behov för etablering av större värmepumpanläggningar uppkomma. På basis av tidigare utförda undersökningar bedöms det då möjligt att utvinna något större värmenängder från grundvattnet genom etablering av nya brunnar. Inom Oxieområdet uppskattas dessa möjligheter dock vara begränsade till utvinning av omkring 3 MW.

Om ännu större värmetillskott önskas kan detta åstadkommas genom ett kombinerat utnyttjande av yt- och grundvatten som värmekälla. Ytvatten kan då sommartid utnyttjas för infångning av solvärme. Denna värme överförs till grundvatten och säsonglagras i grundvattenmagasin. Under den kalla årstiden utnyttjas det uppvärmda grundvattnet som värmekälla, medan ytvattnet kan utnyttjas under årets övriga del. I Oxieområdet kan Sege å användas som ytvattentillgång. Som alternativ härtill kan uppschaktade soldammar användas. I området kring Oxie bedöms vidare förutsättningar finnas för värmelagring i de lösa jordlagren på olika ställen.

4. GASMOTORVÄRMEPUMP

4.1 Allmänt om gasdrivna värmepumpar

För drift av värmepumpinstalleringar baserade på kompressionsprincipen används i Sverige för när så gott som uteslutande elmotorer. Detta beror främst på låg kostnad för elenergi samt låg specifik kostnad för elmotorer.

En annan möjlighet för drift av en värmepumps kompressor är en strömningsmaskin. Om strömningen är kontinuerlig som i turbiner talar man om turbo- eller skovelmaskiner. Maskiner som arbetar med pulserande strömning benämns kolv- eller displacementsmaskiner.

I den effektstorlek som är aktuell för värmepumpinstalleringen i Oxie och med naturgas som primäre energi är det ur ekonomisk synpunkt ej motiverat med t.ex. gasturbin eller att alstra ånga för drift av en ångturbin. De maskiner som kan komma i fråga är någon typ av kolvmaskin. De kolvmaskiner (förbränningsmotorer) som är av störst intresse i detta sammanhang är dieselmotorer och ottomotorer. Båda dessa förbränningsmotorer kan indelas i tvåtakts- och fyrtaktsmotorer.

Förbränningsmotorer arbetande enligt fyrtaktsprincipen har ett förbränningsrum försett med insugnings- och utblåsningsventiler för växling av arbetsmediet. Ventilerna tvångstyrs av en kamaxel driven av vevaxeln. I förbränningsrummets vägg finns även ett tändstift och/eller en insprutningsventil. Under en arbetscykel har kolven gått fram och åter två gånger, dvs vevaxeln har gjort två varv och kamaxeln ett varv.

Tvåtaktsmotorn har i regel avgas och spolportar i cylinderväggen vilka frilägges av kolven för växling av arbetsmediet. Det finns också konstruktioner som har ventiler för avgaserna och portar för spolluften eller tvärtom. I förbränningsrummets vägg finns tändstift och/eller insprutningsventil. För att få bort avgaserna måste man använda sig av någon form av spolning. På mindre motorer används vanligen skovhus-spolning. Vevhuset görs då lufttätt och kolvens undersida gör tjänst som spolpump. Under en arbetscykel går kolven fram och åter en gång.

Beträffande förbränningsförloppet för dieselmotorer och ottomotorer har dessa olika princip.

I dieselmotorer komprimeras ren luft. Bränslet sprutas in i förbränningsrummet strax innan kolven når övre dödläget och antändningen sker av den starkt komprimerade och därigenom upphettade luften. Speciella tändningsanordningar behövs därför inte.

I ottomotorer komprimeras en blandning av luft och finfördelat bränsle som antänds av en elektrisk gnista.

Motorer för drift med naturgas arbetar vanligen efter ottoprincipen. Men det är också möjligt att använda sig av diesel-gasmotorer. Dessa startas då med ren dieselolja som under drift ersätts med naturgas. Dock tillförs även under gasdrift en liten mängd dieselolja för tändningsändamål. Av total tillförd energimängd vid gasdrift motsvarar då dieseloljan omkring 8 %. Innan denna typ av motor stoppas kopplas den över till ren dieseldrift. Detta görs för att säkerställa att motorn och avgassystemet är gasfria. Verkningsgraden för motorn vid ren dieseldrift har uppgivits till 41.6 % och vid gas - dieseldrift till 41 %. Motorn i exemplet är en fyrtaktsmotor från M.A.N försedd med turboladdare och laddningsluftkylare. Referens [1].

En ev gasmotordriven värmepumpanläggning i Oxie kommer under den varma delen av året att startas och stoppas med relativt täta intervall. På detta samt att låga underhållskostnaderna eftersträvas och att beroendet av dieselolja helt bör elimineras är lämplig motor en tvåtaktsmotor vilken arbetar efter ottoprincipen.

En annan möjlighet är att använda naturgas som drivenergi för en absorptionsvärmepump. I absorptionsvärmepumpen utnyttjas då naturgasen för att alstra värme i temperaturområdet 120 - 200°C. Till skillnad från den mekaniska kompressionsvärmepumpen behövs två arbetsmedier, nämligen ett köldmedium och ett lösningemedel, i den värmedrivna absorptionsvärmepumpen. Absorptionsvärmepumpen kommer dock ej vidare att behandlas i denna studie.

4.2 Teknisk beskrivning

I detta avsnitt redovisas främst tekniska uppgifter för en lämplig gasmotor till en värmepumpanläggning. Som exempel har valts en motor med beteckningen LM 1000 från det Österrikiska företaget Jenbacher Werke A.G. Denna motor har nominellt varvtal på 1000 rpm och en lämplig storlek på motorn är den med en axeffect på 732 kW. Se bilaga 11.

För motorn ovan gäller vid full last:

Axeffect	736 kW (36.2 %)
Värmeavgivn. kylvatten och oljekylare	519 kW (25.5 %)
Värmeavgivn. avgaskylare (från 430°C till 120°C)	543 kW (26.7 %)
Konvektions- och strålningsförl. från motor	79 kW (3.9 %)
Avgasförluster	158 kW (7.8 %)

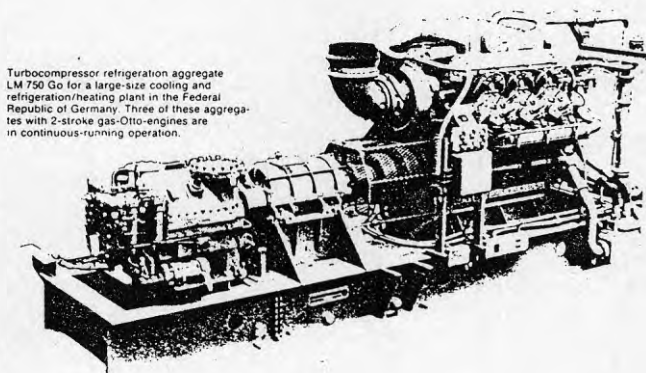
Tillförd effekt via bränslet	2035 kW (100 %)
------------------------------	-----------------

Av ovan framgår att utnyttjningsbar mekanisk effekt är 736 kW och tillvaratagen värme ca 1062 kW (519 + 543). Således kan ca 1798 kW av tillförd effekt (2035 kW) tillvaratas. Detta motsvarar en verkningsgrad på ca 88 %.

Ytterligare data för motor LM 1000 framgår av bilaga 11. Måttuppgifter för motor LM 1000 samt övriga motorer i LM-serien framgår av bilaga 10.

För koppling av motoraxeln till värmepumpanläggningens kompressor används en mekanisk växellåda.

I figur nedan visas hur en motor i LM-serien (LM 750) ansluts till en turbokompressor.



Turbocompressor refrigeration aggregate LM 750 Go for a large-size cooling and refrigeration/heating plant in the Federal Republic of Germany. Three of these aggregates with 2-stroke gas-Otto-engines are in continuous-running operation.

I det effektområde som är aktuellt för värmepumpanläggningen i Oxie ca MW kondensoreffekt vilket motsvarar en axeleffekt till kompressorn på ca 700 kW, kan i princip både turbo- och skruvkompressor komma till användning. Men med tanke på bl a gasmotorns relativt låga varvtal ca 1000 rpm samt krav på varierande och på stor pumphöjd, d v s stor temperaturskillnad mellan kondenserings- och förångningstemperatur, och behov av kapacitetsreglering genom varvtalsreglering av kompressorn är en skruvkompressor att föredra.

4.3 Dellastdrift

Som framgår av avsnitt 5 är avsikten att värmepumpanläggningen ej skall gå med lägre last än ca 2/3 av full last. För latsutjämning finns bl a en varmvattenackumulator. Minilasten motsvaras av 2/3 last från gasmotorn med obetydlig reduktion av motorns

mekaniska verkningsgrad. Det är för övrigt inte katastrofartat med försämrad verkningsgrad för gasmotorn då överskottsvärmen från motorn tillvaratas. Dock försämras naturligtvis systemvärmefaktorn för värmepumpanläggningen.

Fördelen med gasmotordriven värmepump är att effektregleringen av kompressorn enkelt kan åstadkommas genom varvtalsreglering av gasmotorn med så gott som konstant verkningsgrad och vridmoment på motorns axel.

Enligt uppgift från Jenbacher Werke A.G, är varvtalsvariation möjlig mellan 650 rpm och 1000 rpm för motor LM 1000.

4.4 Energibehov - systemvärmefaktor

Som framgått av avsnitt 4.2 har den mekaniska verkningsgraden för gasmotorn uppgivits till ca 36.2 % av tillförd energi. Då utgående värmebärartemperatur från värmepumpens kondensator kommer att variera mellan ca 66°C och 73°C och utgående köldbärartemperatur mellan ca 4°C och 6°C samt att anläggning under vissa tider körs med dellast (min 2/3 last) är det svårt att ange en åremedelverkningsgrad för värmepumpen. Vid utvärderingen av värmepumpanläggningen har en värmefaktor på 2.79 använts. Värmefaktorn är då definierad som avgiven kondensoreffekt dividerad med till kompressoraxeln tillförd effekt. Värmefaktorn 2.79 motsvarar ca 61 % av teoretisk värmefaktor vid en utgående värmebärartemperatur och förångartemperatur på 70°C resp. 4°C. Med denna värmefaktor erhålles således en avgiven kondensoreffekt på ca 101 % (2.79×36.2) av tillförd primärenergi i form av naturgas. Enligt tidigare tillvarats överskottsvärme från gasmotor motsvarande ca 52.2 % av genom gasen tillförd energi baserad på gasens effektiva värmevärde. Slutsatsen blir att tillvaratagen värme blir ca 153 % ($101 + 52.2$) av tillförd energi. För en gasmotordriven värmepumpanläggning på 3 MW krävs således ett naturgasflöde motsvarande ca 1.96 MW ($3/1.53$)

4.5 Befintliga anläggningar

Av lättförståeliga skäl finns f n inga naturgasmotor-drivna värmepumpar i Sverige. I Västtyskland finns däremot ett flertal sådan anläggningar. Detta beror främst på, utöver tillgången på naturgas, den höga kostnaden för elenergi relativt naturgas.

Som värmekälla till ett flertal gasvärmepumpanläggningar i Västtyskland förekommer uteluft, ytvatten, grundvatten och kylvatten. I några anläggningar används gasdrivna värmepumpar primärt för att alstra kyla.

I [2] redovisas en översikt över några gasdrivna värmepumpanläggningar för friluftsbad, sporthallar, simhallar, isbanor, skolor, kontorsbyggnader, flerfamiljshus, industrier, slakterier, mejerier och trädgårdsmästerier.

Nedan följer några exempel på naturgasmotordrivna värmepumpanläggningar i Västtyskland. Angiven värmefaktor avser tillvaratagen värme från gasmotor samt avgiven värme från värmepumpens kondesor dividerad med till gasmotorn tillförd primärenergi i form av naturgas.

Friluftsbad:	Värmepumpeffekt	2x1614 kW
	Värmekälla, grundvatten	10°C
	Värmefaktor, vinter	2.16
	Värmefaktor, sommar	2.37
	Badtemperatur, vinter	32°C
	Badtemperatur, sommar	25°
Sport-och simhall:	Värmepumpeffekt	4650 kW
	Värmekälla, grundvatten	
	Värmefaktor, årsmedel (1979)	2.12
Skola:	Värmepumpeffekt	2x326 kW
	Värmekälla, grundvatten	10°C
	Värmefaktor, årsmedel	1.7
Sjukhus:	Värmepumpeffekt	450 kW
	Värmekälla, uteluft	
	Värmefaktor, årsmedel	1.5
Flerfamiljshus:	Värmepumpeffekt	2x365 kW
	Värmekälla, grundvatten	12°C
	Värmefaktor, årsmedel	1.7

5. VÄRMECENTRALENS UTFORMNING

5.1 Principlösning

Av systemschemat i bl a bilaga 3 framgår principlösningen för värmeförsörjningen av fjärrvärmenätet med gasmotordriven värmepump. Som framgår av systemschemat värms fjärrvärmevattnet först i värmepumpens kondensator och därefter i gasmotorns vatten- och oljekylare. Ytterligare värmning sker i gasmotorns avgaskylare. Krävs ytterligare värmeeffekt eller temperaturhöjning kopplas gaspannan in. För att ta upp variationerna i värmeeffektförbrukning i fjärrvärmenätet samt för att värmepumpanläggningen ej skall gå med för låg last och/eller under för kort tid krävs en ackumulator.

Vid drift av värmepumpanläggningen avges ca 2/3 av värmeeffekten från värmepumpens kondensator, ca 1/6 från vatten- och oljekylaren och 1/6 av värmeeffekten från avgaskylaren. Hade fjärrvärmesystemets returledningstemperatur varit lägre hade en större del av värmepumpanläggningens värmeeffekt kunnat avges från kondensatorn till följd av högre värmefaktor. Total värmepumpeffekt hade då också kunnat ökas i motsvarande grad.

Tillgänglig värmekälla till värmepumpens förångare är som tidigare nämnts grundvatten med en årsmedeltemperatur på omkring 8°C.

5.2 Dimensionering av anläggningen

Fjärrvärmenätet i Oxie har idag en anslutningseffekt på ca 11 MW. Efter år 1987 tillkommer eventuellt ca 2.5 MW varefter fjärrvärmenätet är fullt utbyggt. Då osäkerheten beträffande nätets utbyggnad är stor dimensioneras värmepumpanläggningen för anslutningseffekten 11 MW. Genom sammanlagring och värmeförluster i nätet har erforderlig produktionseffekt i värmecentralen beräknats till ca 8 MW. Fjärrvärmenätets värmebehov har uppskattats till ca 23 000 MWh/år. Av bl a bilaga 2 framgår varaktighetsdiagrammets utseende. Fjärrvärmesystemets framlednings- resp. returledningstemperaturen redovisas i bilaga 1. Som framgår av bilagan är framlednings och returledningstemperaturen 110°C resp 60°C i det dimensionerande fallet d v s då utetemperaturen är -14°C.

Med beaktande av fjärrvärmenätets temperaturprofil, bilaga 1, varaktighetsdiagrammet, bilaga 2, samt temperaturbegränsningen för värmepumpen, max ca 75°C utgående temperatur på värmebäraren med R12 som köldmedium, erhålls dimensionerande värmeeffekt för värmepumpanläggningen till ca 3 MW. Enl. tidigare uttas då ca 2/3 av effekten via värmepumpens kondensator och ca 1/3 som överskottsvärme från gasmotorn. Beroende på belastningsfallet kommer utgående temperatur på värmebäraren från gasmotorns avgaskylare att variera mellan ca 75°C och 79°C.

Ingående värmebärartemperatur till värmepumpens kondensator kommer att vaiera mellan ca 50°C och 60°C och utgående temperatur från kondensorn blir ca 65°C till 72°C. Under en stor del av året (vår, sommar och höst ca 5600 h/år) kommer däremot utgående temperatur från kondensorn att vara lägre än ca 68°C, detta påverkar naturligtvis systemets värmefaktor i gynnsam riktning.

Genom variation av gasmotorns - kompressorns - varvtal kan effekten regleras ner till ca 65 % av full effekt med bibehållen systemvärmefaktor. Vid lägre belastning, sommarperioden, bör värmepumpen gå i intermitterent drift och under drift ladda upp en ackumulator.

För spetslaständamål och ur reservsynpunkt installeras två gaspannor om vardera ca 4 MW. Systemlösningen framgår av bilaga 3. I strävan att göra ackumulatorn så billig som möjligt, dvs med lågt tryck, ansluts tryckhållningssystemet på fjärrvärmenätets returledning vid ackumulatorn. Vidare kopplas fjärrvärmenätets distributionspump in mellan ackumulator och gaspannor. På så sätt blir trycket på pumpens sug sida största möjliga och kavitation undviks.

Investering i ackumulatorn motiveras av att det då blir möjligt med en stor värmepump i stället för två mindre samt att en jämnare drift och därmed förbättrad systemvärmefaktor kan uppnås. Ackumulatorn bör vidare vara tillräckligt stor för att möjliggöra en fullastdrift på minst ca 2 h/gång under sommarperioden. Med en ackumulatorvolym på 200 m³ erhålls en fullasttid enligt ovan och en stilleståndstid på nära 6 h/gång i det ogynnsammaste fallet. Tillgänglig temperaturdifferens i ackumulatorn är då ca 20°C. Jfr bilaga 1.

Systemvärmefaktorn, (definierad som av värmepumpanläggningen avgiven värmeeffekt dividerad med till gasmotorn tillförd gas baserad på gasens effektiva värmevärde), för värmepumpanläggningen, ca 3000 kW har beräknats till ca 1.53 vilket innebär att vid full last tillförs ca 1960 kW naturgas (ca 181 Nm³ naturgas/h, normaltillstånd 0°C och 1.013 bar). Vid full effekt är lämpligt vattenuttag från värmekällan ca 300 m³/h vid en temperatursänkning från ca 8°C till 4°C. Enligt avsnitt 3. är tillgången ca 330 m³/h.

I systemlösningen ovan har förutsatts att temperaturen på avgaserna från gasmotorn sänks till ca 120°C. Sänkes temperaturen ytterligare kan kondenseringsvärme tillvaratas. Det är dock tveksamt om detta kan motiveras ekonomiskt.

5.3 Driftstrategi

Med en värmepumpanläggning på 3 MW kan ca 79 % av det totala värmebehovet täckas. Detta innebär i princip att värmepumpanläggningen under vintern går kontinuerligt med full effekt under ca 3200 h och under vår och höst kontinuerligt med dellast, 2-3 MW, under ca 1700 h. Under resterande del av året 3860 h går värmepumpanläggningen intermittent med full last motsvarande 1500 h. Under dessa 1500 h laddas ackumulatortorn samtidigt som värmeuttag sker från ackumulatortorn och under sammanlagt 1360 h (3860- 1500) är värmepumpanläggningen avställd men värmeuttag sker från ackumulatortorn. Drifttiden blir således ca 7400 h/år. Enligt uppgift från leverantör av gasmotor är den tekniska livslängden för motor 130-150 000 h. Detta motsvarar ca 17-20 år med drifttid enligt ovan

Som antytts ovan kan året delas in i olika driftperioder. Dessa benämns vinterdrift, höst- och vårdrift, somrardrift med urladdning resp. laddning av ackumulatortorn.

Vinterdrift

Under denna period kompletterar naturgaspannan värmepumpanläggningen. Värmepumpen går då kontinuerligt med full last i ca 3200 h. Ackumulatortorn är laddad och kan utnyttjas vid driftstörningar. Under vinterdrift varierar temperaturdifferensen över värmepumpanläggningen mellan 19°C och 25°C. Se bilag 1. Detta innebär att vid laddad ackumulatortorn (200 m³) räcker ackumulatortornens energiinnehåll i ca 1.5 h till 1.9 h vid ett värmeeffektbehov på 3 MW.

Varaktighetsdiagrammet i bilaga 2 och systemschemat i bilaga 3 illustrerar detta driftfall.

Höst - och vårdrift

Under denna period går värmepumpen kontinuerligt och gaspannan utgör endast reserv. Genom varvtalsreglering uttas 2-3 MW värmeeffekt från värmepumpanläggningen. Vid laddad ackumulatortorn räcker energiinnehållet i denna ca 1.9 h till 2.6 h beroende på om värmebehovet är 3 MW eller 2 MW.

Se bilaga 4, varaktighetsdiagram, och bilaga 5, systemschema.

Sommar drift - urladdning

Under denna period är värmepumpanläggningen avställd och värmeuttag, 0.8 - 2 MW, sker från ackumulatorn. Vid laddad ackumulator räcker energiinnehållet i denna ca 2.6 h till 5.8 h beroende på om värmebehovet är 2 MW eller 0.8 MW.

Se bilaga 6, varaktighetsdiagram, och bilaga 7, systemschema.

Sommar drift - laddning

Under sommarperioden är värmebehovet 0.8 MW till 2 MW vilket innebär att disponibel laddningseffekt från värmepumpanläggningen är 1 MW till 2.2 MW då värmepumpanläggningen går med full last dvs 3 MW. Detta innebär att drifttiden för värmepumpanläggningen kommer att variera mellan 2.1 h till 5.2 h/gång vid laddning av ackumulatorn (200 m³) då värmebehovet är 0.8 MW resp. 2 MW. Enligt avsnitt sommar drift - urladdning varierar stillståndstiden för värmepumpanläggningen mellan 2.6 h och 5.8 h/gång.

Gaspannan tas normalt ej i drift under denna period utan utgör reserv.

Se bilaga 8, varaktighetsdiagram, och bilaga 9, systemschema.

5.4 Lokalisering

Värmecentralen med bl a gaspannor, 2 x 4 MW och värmepumpanläggning lokaliseras lämpligen till området väster om Käglinge vägen som framgår av kartan i bilaga 12. Detta läge för värmecentralen är identiskt med det läge som ursprungligen planerats som permanent hetvattencentral för aktuellt fjärrvärmesystem.

För överföring av naturgas till värmecentralen krävs en rörledning på ca 1700 m från mottagningsstationen för naturgas i Oxie d v s till värmecentralen. Från värmekällan befintlig brunn vid vattenverket norr om den aktuella värmecentralen krävs en överföringsledning på ca 8800 m. Efter nerkyllning i värmepumpens förångare avleds det nerkylda vattnet via luftnings-trappa och sedimenteringsbassäng till befintligt dike. För avledning av nerkyllt vatten krävs en rörledning på ca 600 m.

Av bilaga 12 framgår vad som sagts ovan och av bilaga 13 aktuellt fjärrvärmesystemet.

6. EKONOMI

6.1 Allmänt

Den ekonomiska jämförelsen omfattar två alternativ för värmeproduktion.

Dessa alternativ är:

A. Värmepumpanläggning (3 MW) och gaspannor (2x4 MW).

B. Gaspannor (3x4 MW)

För alternativen beräknas investeringen, kapitalkostnaderna och energikostnaderna samt övriga driftkostnader.

6.2 Förutsättningar

Avskrivningstid	15 år
Real kalkylränta	6 %
Annuitetsfaktor (6 %, 15 år)	0.103
Elpris (inkl skatt och fasta avgifter)	27 öre/kWh
Naturgaspris (inkl skatt och fasta avgifter) baserat på gasens eff. värmevärde	17 öre/kWh
Systemvärmefaktor värmepumpanläggning	1.53
Medelverkningsgrad gaspannor alt A	0.85
Medelverkningsgrad gaspannor alt B	0.87

6.3 Värmepumpanläggning och gaspannor. - Alternativ A

Investering

Värmekälla	870 kkr
Rörledning, vattentäkt/värmecentral (800 m DN 315 PVC), värmecentral/dike (600 m DN 400 BTG). Inkl pump, luftningstrappa, sederingsbassänger (2 st) och markarbete.	

Värmepump, kondensoreffekt ca 2 MW	2 000 kkr
Gasmotor, axeleffekt ca 710 kW Inkl. fundament för gasmotor, kopp- ling till kompressor, värmeåter- vinningssystem (ca 1 MW) samt auto- matikutrustning	2 100 kkr
Akkumulator, isolerad, ca 200 m ³ med fundament	450 kkr
Gaspannor, inkl. skorstenar, 2 x 4 MW	1 000 kkr
Rörarbeten i värmcentral, automatik och reglerutrustning, cirkulations- pumpar för värmepumpanläggning samt exp.system.	500 kkr
Naturgasledning, mottagningsstation Fosie/värmecentral, ca 1700 m	500 kkr
Byggnad med bottenplatta	500 kkr
Projektering m m	600 kkr
<hr/> Summa investering	<hr/> 8 520 kkr

Kapitalkostnader

Kapitalkostnaderna beräknas som en
ammunitet med ammunitionsfaktorn 0.103
(6 %, 15 år). Således utgör kapitalkost-
naden

8 520 000 x 0.103	880 000:--/år
-------------------	---------------

Energikostnader

Elkostnad

- * Elenergi för drift av cirkulations-
pumpar mellan ackumulator värmepump-
anläggning. Ca 130 m³/h, 6500h/år,
15 mvp.
Dvs ca 50 MWh/år á 27 öre/kWh
- 15 000:--/år
- * Elenergi för drift av pump för
uppföring och distribution av
grundvatten till värmepumpanlägg-
ning. Ca 300 m³/h, 6500 h/år, 40 mvp.
Dvs ca 310 MWh/år
á 27 öre/kWh
- 85 000:--/år

Gaskostnad

- * Gasmotor Enl. varaktighets- diagram kan en värmepumpanläggning på 3 MW täcka ca 79 % av tot. värmeproduktionen, 23 000 MWh/år. Vid underhåll av värmepumpanläggningen 2-4 h/500 h drifttid förloras en värmeproduktion på ca 100 MWh/år. Värmepumpanläggningen producerar således ca $0.79 \times 23\ 000 - 100 = 18\ 070$ MWh/år. Gasmotorns gasbehov blir då ca 11 810 MWh/år (18 070/1.53) á 17 öre/kWh 2 010 000:-/år
- * Gaspannor (2 x 4 MW). Enl ovan producerar värmepumpanläggningen ca 18 070 MWh/år resterande värmeproduktion 4 930 MWh/år (23 000-18 070), sker med gas- pannor. Antas gaspannornas medelverkningsgrad till 0.85 krävs således en gasmängd motsvarande ca 5 800 MWh/år á 17 öre/kWh dvs 990 000:-/år

Summa energikostnader ca 3 100 000:-/år

Övriga driftkostnader

Underhåll 400 000:-/år

Tillsyn 100 000:-/år

Summa övriga driftkostnader 500 000:-/år

6.4 Gaspannor. - Alternativ B

Investering

Gaspannor, inkl skorstenar, 3x4 MW 1 500 kkr

Rörarbeten i värmecentral, automatik och reglerutrustning samt exp. system 300 kkr

Natursledning, mottagningsstation Fosie/värmecentral, ca 1700 m 500 kkr

Byggnad inkl bottenplatta	400 kkr
Projektering m m	200 kkr
<hr/>	
Summa investering	2 300 kkr

Kapitalkostnader

I likhet med altetnativ A beräknas kapitalkostnaderna med annuitetsfaktor 0.103 (6 %, 15 år). Således blir kapitalkostnaden

2 300 000 x 0.103 240 000:--/år

Energikostnader

Gaspannor (3 x 4 MW). Pannorna producerar ca 23 000 MWh/år. Gaspannornas medelverkningsgrad antas till 0.87. Således krävs en gasmängd motsvarande ca 26 400 MWh/år å 17 öre/kWh dvs

4 490 000:--/år

Övriga driftkostnader

Underhåll	100 000:--/år
Tillsyn	50 000:--/år
<hr/>	
Summa övriga driftkostnader	150 000:--/år

6.5 Sammanställning av årskostnaderna för alternativ A och B

Årskostnaderna nedan är en sammanställning av vad som redovisats ovan.

	Alternativ A	Alternativ B
Kapitalkostnader	880 kkr/år	240 kkr/år
Energikostnader		
naturgas	3000 kkr/år	4 490 kkr/år
elenergi	100 kkr/år	-- kkr/år
Övr.driftkostnader	500 kkr/år	150 kkr/år
<hr/>		
Summa årskostnader	4 480 kkr/år	4 880 kkr/år
Motsv. spec. energipriset (23 000 MWh/år)	19.5 öre/kWh	21.2 öre/kWh

Alternativ A: Värmepumpanläggning (3 MW) och gaspannor (2 x 4 MW)

Alternativ B: Enbart gaspannor (3 x 4 MW)

6.6 Känslighetsanalys

I syfte att undersöka specifika naturgasprisets inverkan på värmeproduktionskostnaden har i diagram, bilaga 14, avsatts den totala specifika värmeproduktionskostnaden, för alternativ A och B, som funktion av spec. energipriset (baserat på gasens effektiva värmevärde) för naturgas.

I tidigare avsnitt, bl.a 6.6, har för alternativ A och B redovisats ett totalt spec. värmeproduktionspris på 19.5 öre/kWh resp. 21.2 öre/kWh. Detta gäller vid ett naturgaspris på 17 öre/kWh och ett elpris på 27 öre/kWh. I kalkylen för alternativ A utgör elkostnaden ca 3.2 % och för alternativ B ca 0 %. I känslighetsanalysen kan således bortses från variation i elpriset.

Som framgått tidigare har kalkylerats i fast penningvärde, dvs i 1983 års penningvärde. Vid tolkning av diagrammet i bilaga 14 gäller således att en ev. förändring (real förändring) av specifika energipriset avser förändringen i 1983 års penningvärde. Om naturgaspriset reellt sett ökar från 17 öre/kWh till 26 öre/kWh, dvs en ökning med ca 53 %, ökar den tot. specifika värmeproduktionskostnaden för alternativ A från ca 19.5 öre/kWh till 26.4 öre/kWh dvs en ökning med ca 35 %. För alternativ B erhålls på motsvarande sätt en ökning i tot. specifika värmeproduktionskostnaden från ca 21.2 öre/kWh till 31.5 öre/kWh dvs en ökning med ca 49 %.

7. SAMMANFATTNING OCH REKOMMENDATIONER

F n övervägs tre alternativ för värmeförsörjning av fjärrvärmenätet i Oxie. Dessa alternativ är:

- A. Gasmotordriven värmepumpanläggning (3 MW) och gaspannor (2 x 4 MW) för naturgas.
- B. Enbart gaspannor (3 X 4 MW) för naturgas.
- C. Sammankoppling av fjärrvärmenätet i Malmö med nätet i Oxie.

Denna studie redovisar alternativ A och B. Alternativ C utvärderas av Malmö Energiverk.

Befintligt fjärrvärmesystem har idag en anslutnings-effekt på drygt 11 MW vilket motsvarar en erforderlig produktionseffekt på ca 8 MW. Ev ökning av anslutnings-effekten är f n mycket svårbedömlig.

Aktuell värmekälla för en gasmotordriven värmepumpanläggning är grundvatten. Disponibelt grundvattenflöde från befintlig brunn är ca 330 m³/h.

Den gasmotordrivna värmepumpanläggningen har dimensionerats för en värmeeffekt på 3 MW varav ca 2/3 av effekten uttas via värmepumpens kondensator och ca 1/3 som överskottsvärme från gasmotorn. Erforderlig förångningseffekt till värmepumpen vid full last blir ca 1300 kW vilket motsvarar ett grundvattenflöde på ca 300 m³/h.

Lämplig gasmotor för drift av värmepumpens kompressor är en tvåtaktsmotor, på drygt 700 kW axeleffekt, vilken arbetar enligt ottoprincipen. Motorn har en mekanisk verkningsgrad på ca 36 %. Gasmotorer av denna storlek tillverkas f n inte i Sverige. Med en gasmotordriven värmepumpanläggning på totalt 3 MW beräknas nära 80 % av fjärrvärmesystemets energibehov kunna täckas. Systemvärmefaktorn för värmepumpanläggningen har beräknats till ca 1.53.

I den ekonomiska jämförelsen mellan alternativ A och B ovan har avskrivningstiden 15 år och den reala räntan 6 % tillämpats. För alternativ A (värmepumpanläggning) har investeringen beräknats till 8.52 Mkr och för alternativ B (enbart gaspannor) till ca 2.30 Mkr.

Nedan redovisas årskostnaderna för de båda alternativen.

	Alt. A	Alt. B
	(Värmepump)	(Gaspannor)
Kapitalkostnader	880 kkr/år	240 kkr/år
Energikostnader		
naturgas (17 öre/kWh)	3000 kkr/år	4490 kkr/år
elenergi (27 öre/kWh)	100 kkr/år	-- kkr/år
Övr. driftkostnader	500 kkr/år	150 kkr/år
<hr/>		
Summa årskostnader	4480 kkr/år	4880 kkr/år
Motsv. spec. energipriset (23 000 MWh/år)	19.5 öre/kWh	21.2 öre/kWh

I diagram i bilaga 14 redovisas resultatet från en känslighetsanalys avseende naturgasprisets inverkan på värmeproduktionskostnaden.

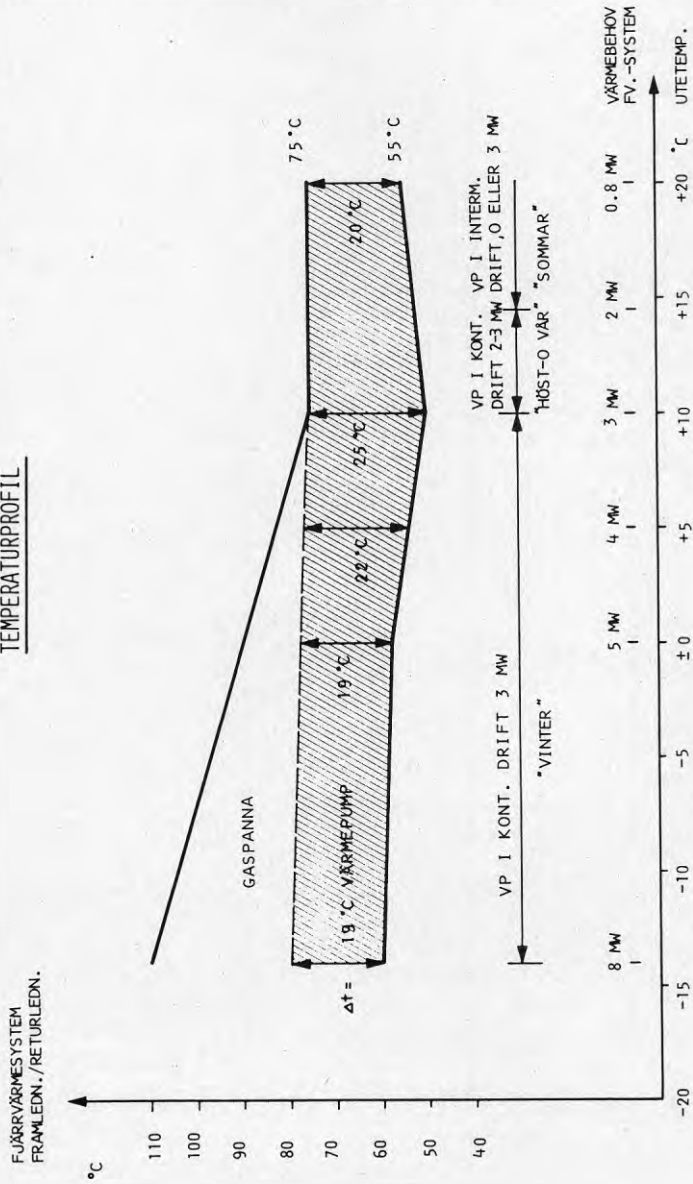
Vid jämförelse mellan alternativ A och B visar det sig att alternativ A är att föredra. Alternativ B ger med nuvarande gaspris ca 9 % eller ca 400 000 kr högre årskostnad än alternativ A. Av känslighetsanalysen, bilaga 14, framgår dessutom att alternativ A är mindre känsligt för en ökning av naturgaspriset. Slutsatsen blir att en värmecentral enligt alternativ A bör uppföras, med reservation för utfallet av alternativ C (sammankoppling av fjärrvärmenäten i Malmö och Oxie).

Betydelsefullt är att en naturgasdriven värmepumpanläggning realiserar med tanke på naturgasintroduktionen i Sverige. Naturgasdriven värmepump kan innebära att avsättningsmöjligheterna för gasen ökar. Det är också viktigt att få erfarenheter av en dylik anläggning bl a med tanke på att i framtiden blir det sannolikt aktuellt att konvertera eldrivna värmepumpar.

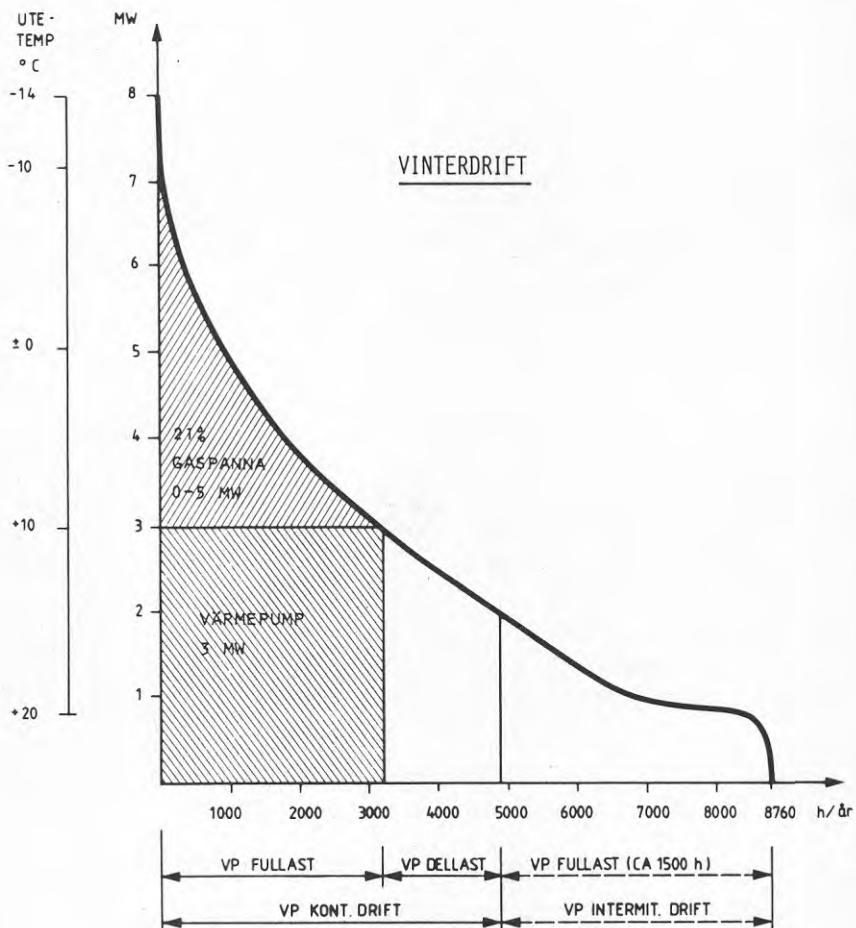
LITTERATUR

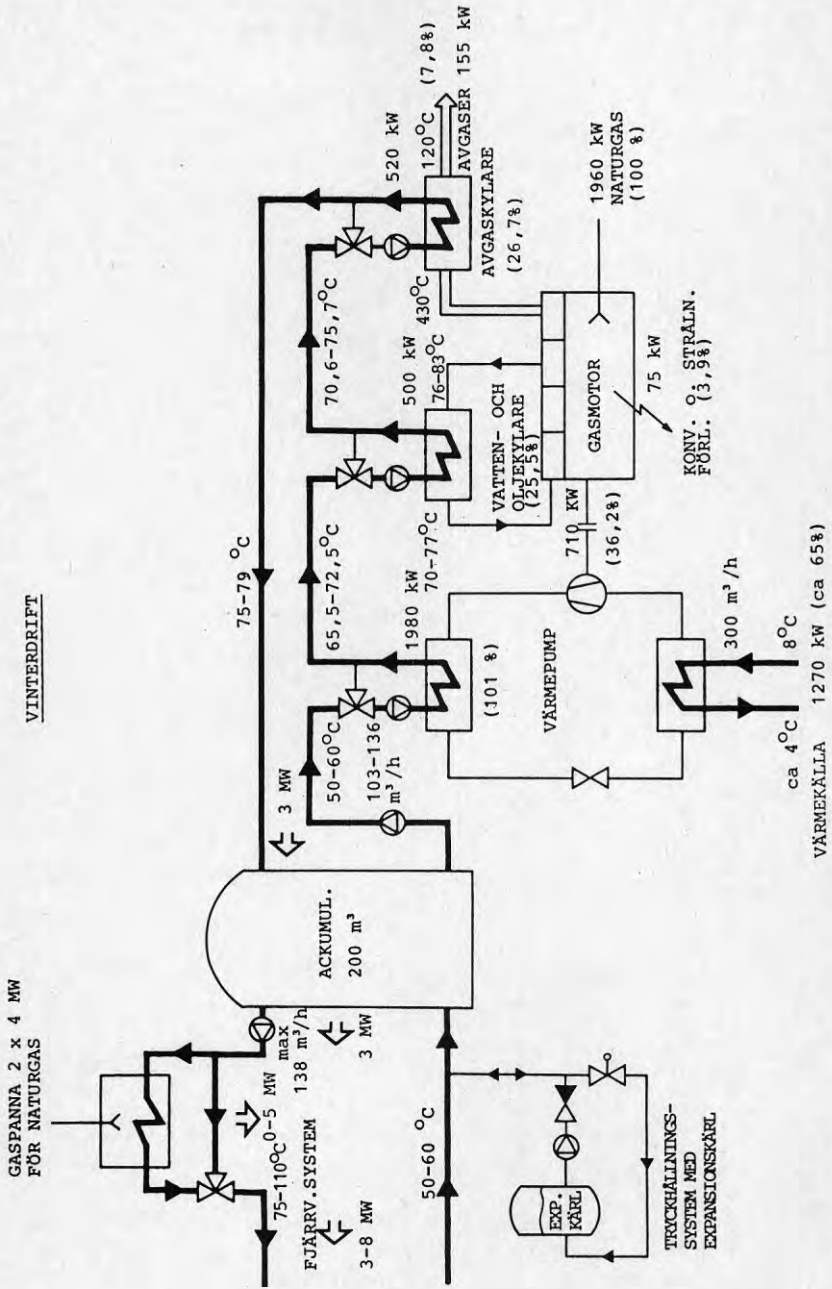
- [1] Doppel-Diesel. Tidningsartikel i västtysk tidskrift "Energie. Jahrg. 35, Nr 8. August 1983". Technischer Verlag Resch KG. Postfach 1260, 8032 Gräfelfing.
- [2] Ruhrgas Handbuch. Gasvärmepumpen nach dem Kompressionsprincip. Karl Krämer Verlag Stuttgart 1983.

TEMPERATURPROFIL

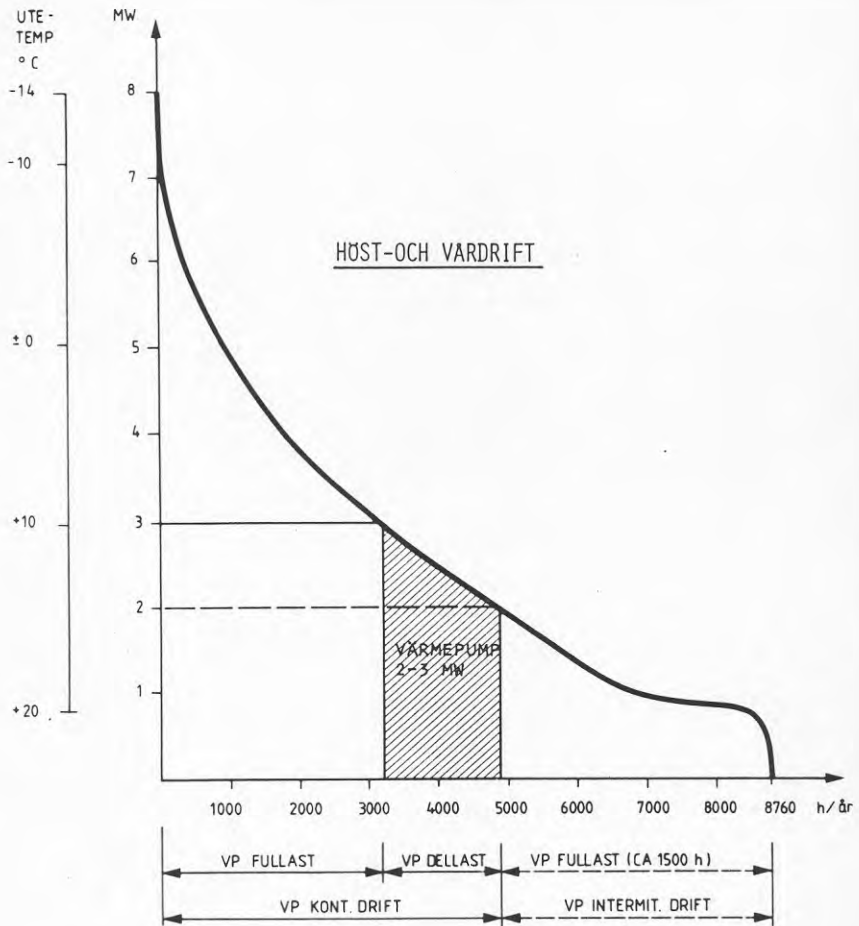


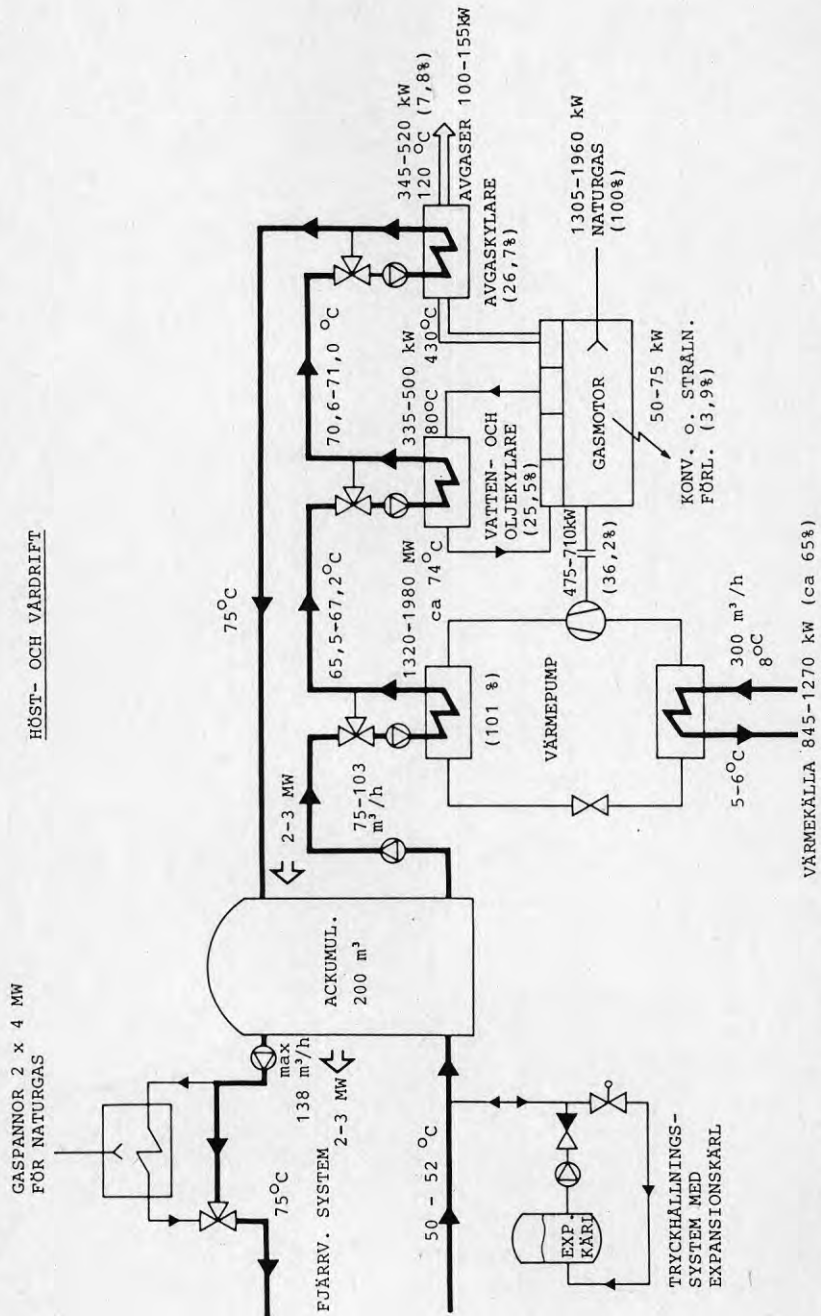
ANSLUTNINGSEFFEKT	CA 11 MW
PRODUKTIONSEFFEKT	CA 8 MW
VÄRMEPRODUKTION	CA 23000 MW h / ÅR



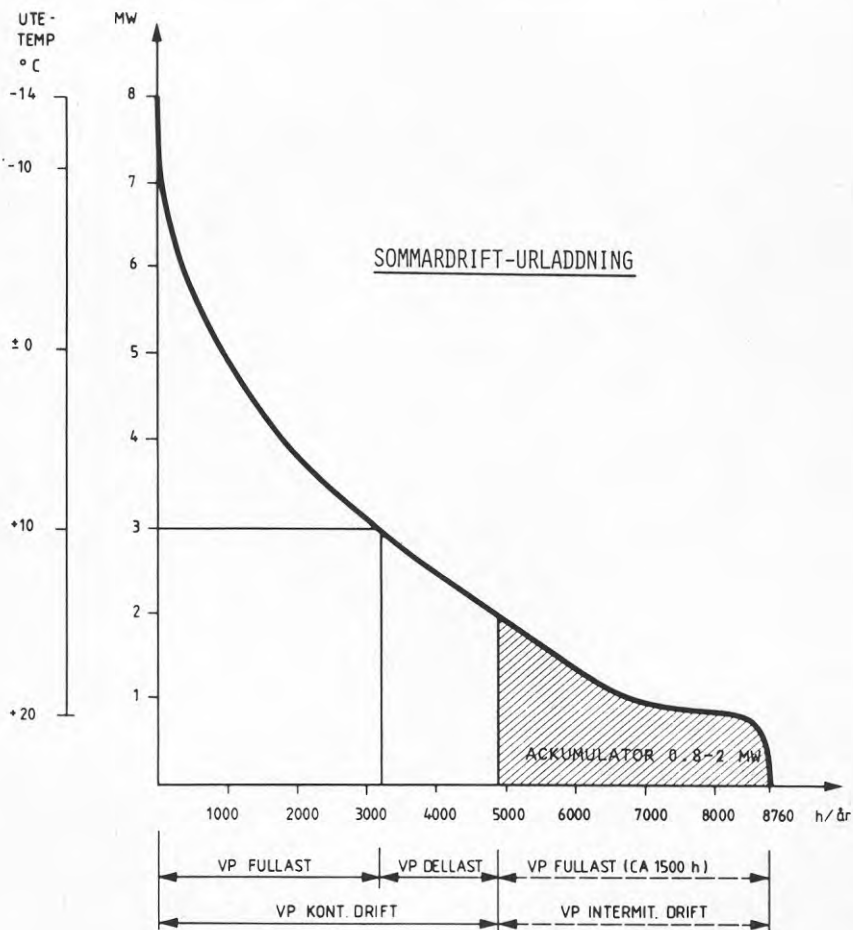


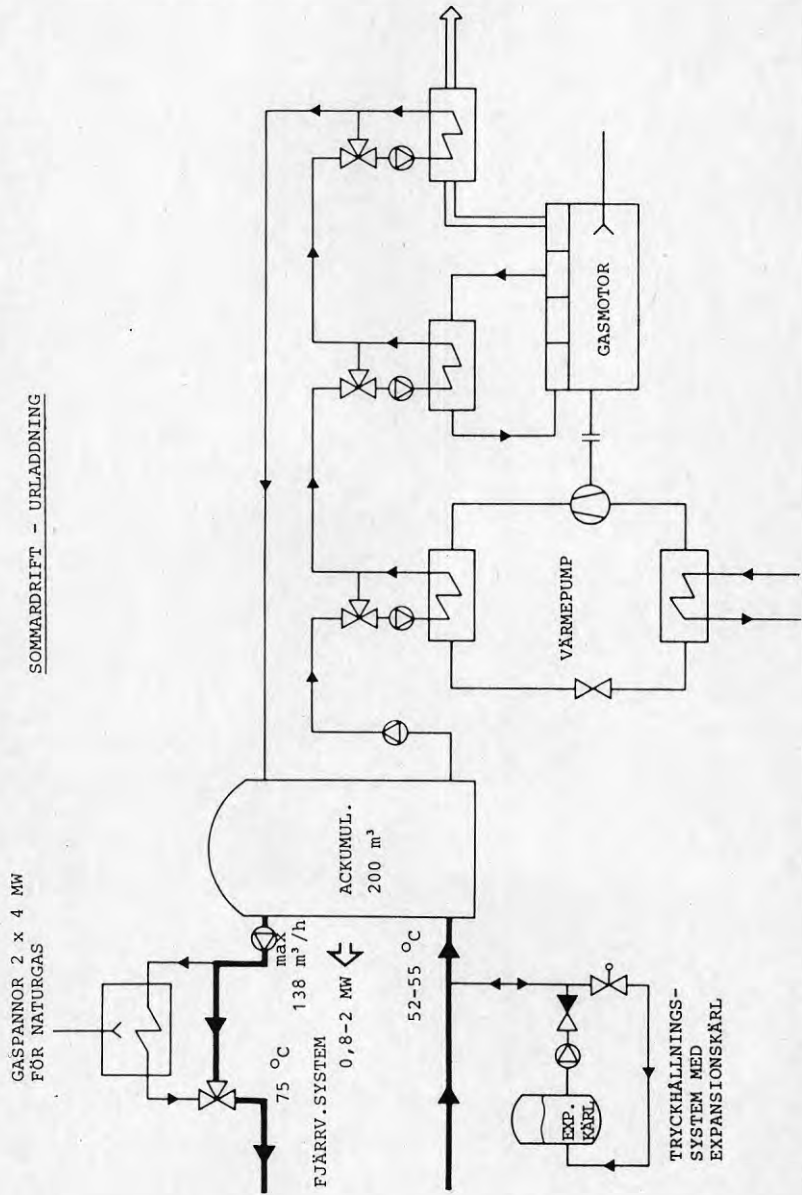
ANSLUTNINGSEFFEKT	CA 11 MW
PRODUKTIONSEFFEKT	CA 8 MW
VÄRMEPRODUKTION	CA 23000MW h/ÅR



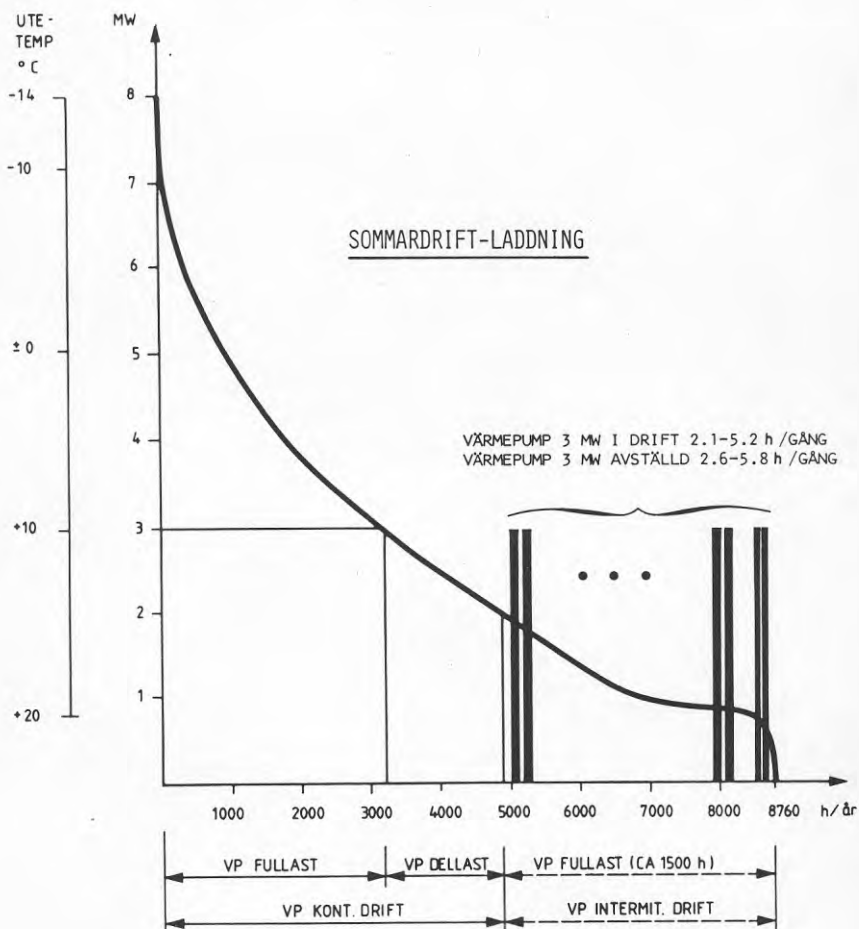


ANSLUTNINGSEFFEKT	CA 11 MW
PRODUKTIONSEFFEKT	CA 8 MW
VÄRMEPRODUKTION	CA 23000 MWh /AR



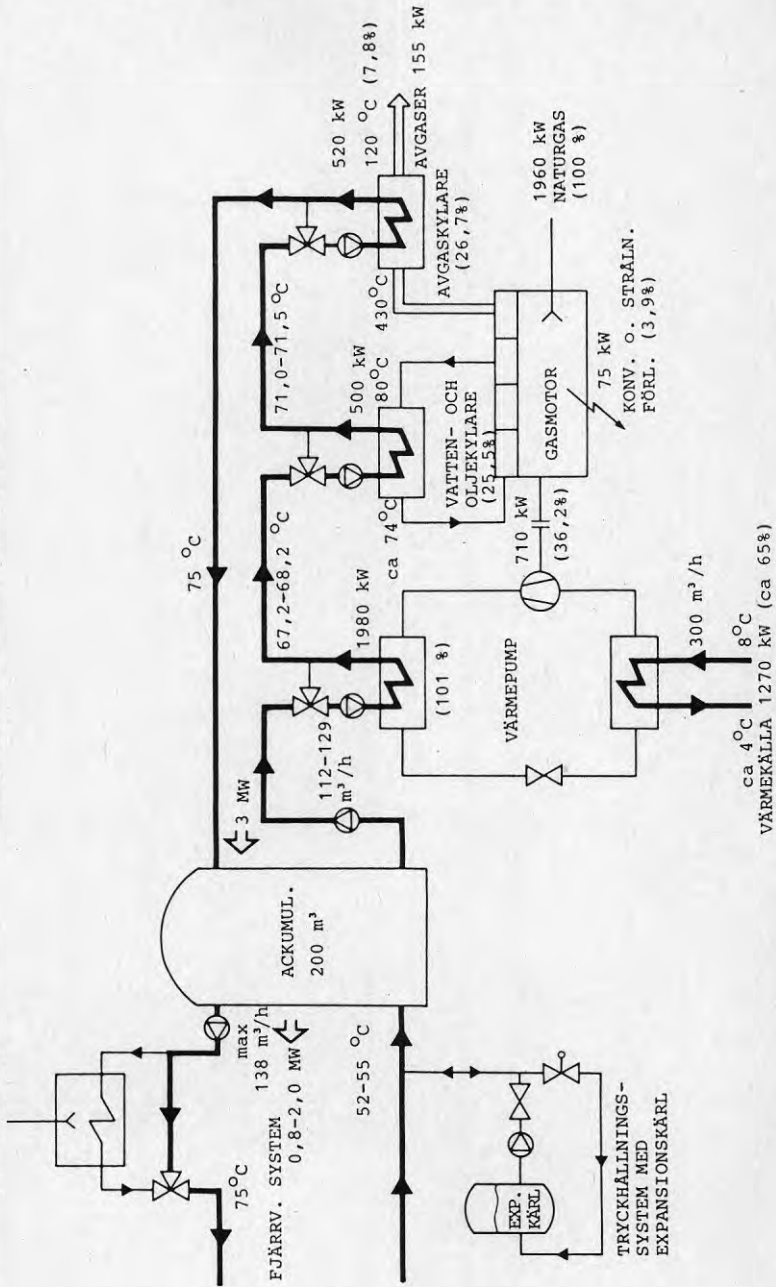


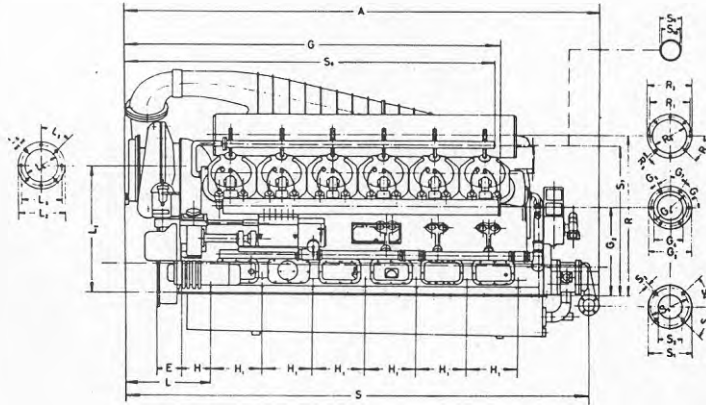
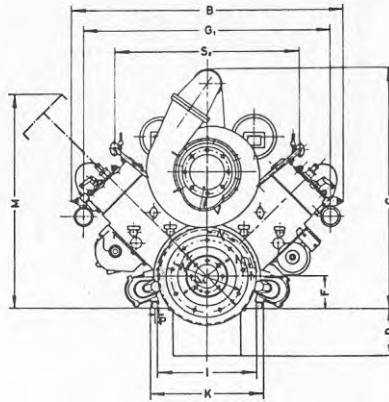
ANSLUTNINGSEFFEKT	CA 11 MW
PRODUKTIONSEFFEKT	CA 8 MW
VÄRMEPRODUKTION	CA 23000 MW h/ÅR



GASPANNOR 2 x 4 MW
FÖR NATURGAS

SOMMARDRIFT - LADDNING AV AKKUMULATOR

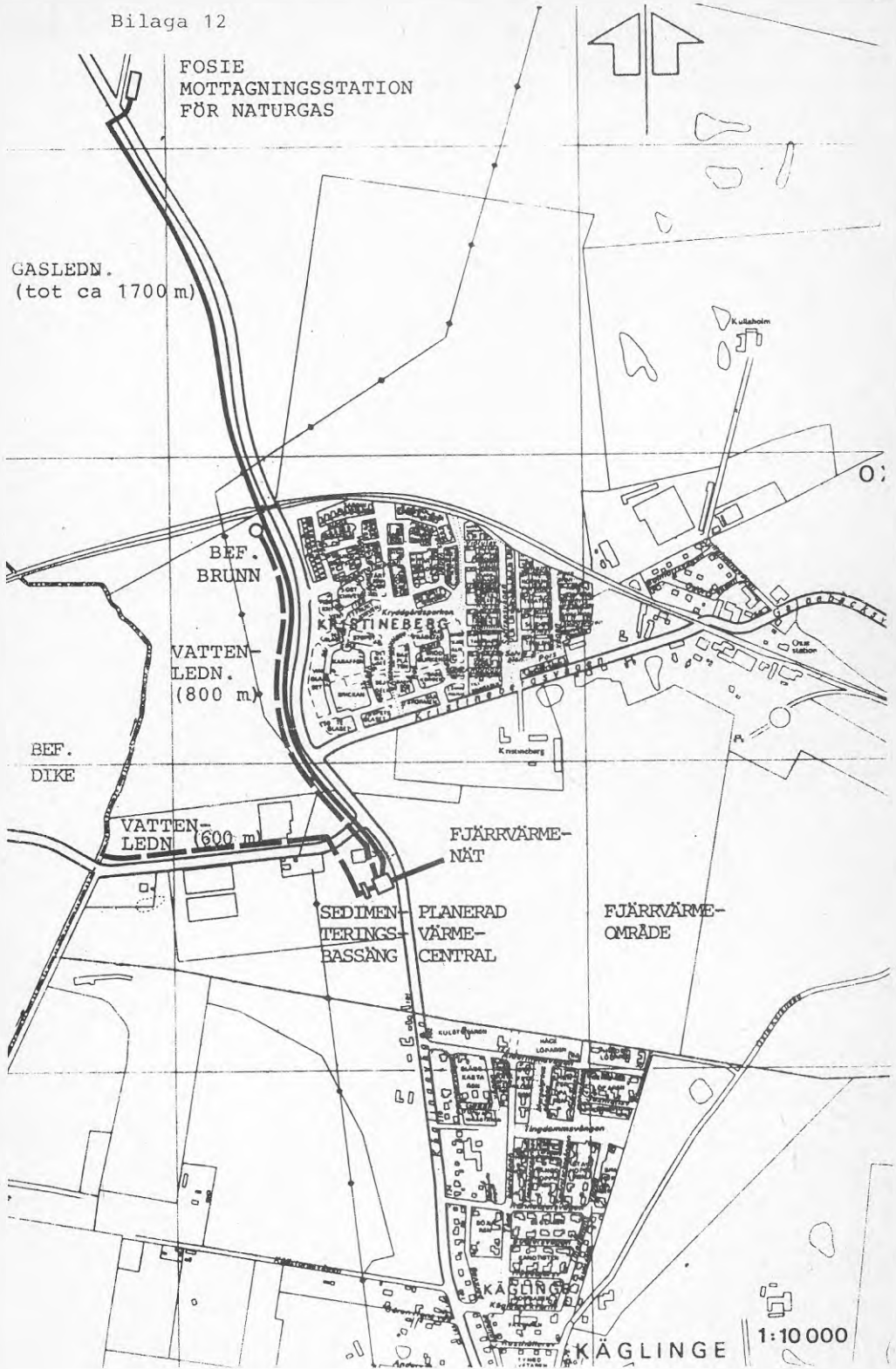


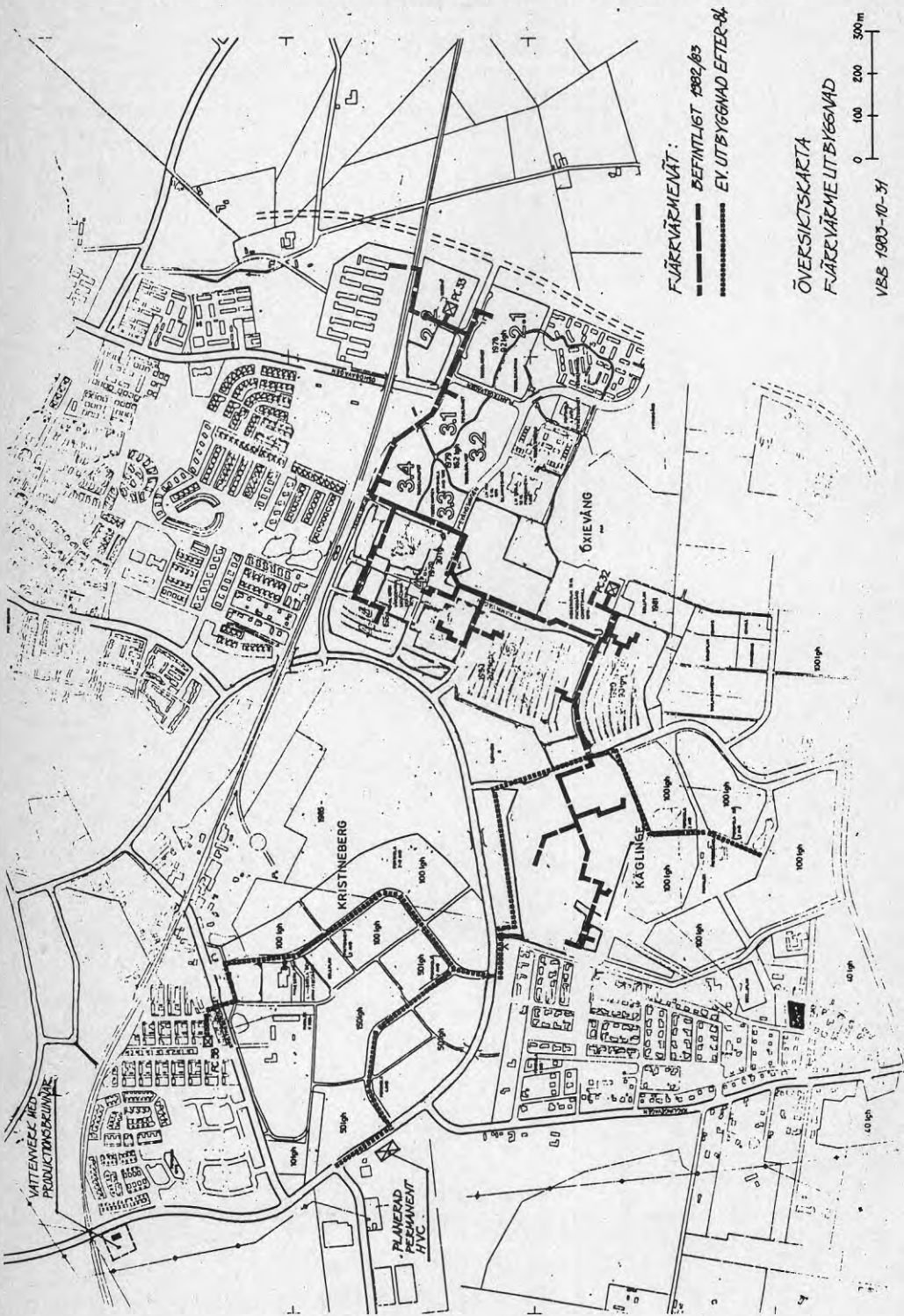


Connection and installation dimensions of gas engines LM 750 G, LM 1000 G, LM 1500 G, LM 2250 G														
Main dimensions	Type		A		B		C		D		E		F	
	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in
Main dimensions	LM 750 G	mm	2480	97.6						328				
		in	97.6							12.83				
	LM 1000 G	mm	2810	113	1860	73.22	1710	67.32		328	185		230	9.05
		in	113		73.22		67.32			12.83	7.28		9.05	
	LM 1500 G	mm	3650							340				
		in	143.7							13.38				
	LM 2250 G	mm	5200		2100		2450		360		440		500	
		in	204.7		82.7		96.48		14.17		17.22		19.68	
Gas inlet	LM 750 G	mm			3x390									
		in			3x15.35									
	LM 1000 G	mm	230		4x390		710	27.25	800		1820			
		in	9.05		4x15.35		27.25		31.5		59.84			
	LM 1500 G	mm			6x390									
		in			6x15.35									
	LM 2250 G	mm	40				560		1070		1680			
		in	1.57				22.05		41.12		66.14			
Scavenging air inlet	LM 750 G	mm	1730											
		in	68.13											
	LM 1000 G	mm	2120	1730	660		184	122	M 10	144	30°	6x90°		
		in	83.46	68.11	25.94		6.45	4.8		5.66				
	LM 1500 G	mm	2910											
		in	114.6											
	LM 2250 G	mm	4160	1830	800									
		in	167.4	72.4	31.5									
Power take off (Flywheel)	LM 750 - 1500	mm	655	370	345		L1	L2	L3					
		in	25.8	14.6	13.6									
	LM 2250 G	mm	680	1405	380									
		in	26.77	55.31	15.03									
	LM 750 - 1500	mm	530	410	370									
		in	20.88	16.5	14.6									
	LM 2250 G	mm		430										
		in		16.92										
Cooling water inlet	LM 750 G	mm	2325											
		in	92.4											
	LM 1000 G	mm	2735	170	95	M 10								
		in	107.7	6.7	3.74									
	LM 1500 G	mm	3265											
		in	140.4											
	LM 2250 G	mm		S1	S2	S3	S4	S5	S6					
		in												
Cooling water outlet	LM 750 G	mm	1710											
		in	67.3											
	LM 1000 G	mm	2100	1130	1328		70		84					
		in	82.7	44.48	52.28		2.75		3.31					
	LM 1500 G	mm	2900											
		in	114.2											
	LM 2250 G	mm												
		in												

Dimensions and illustrations not binding. Subject to alterations.

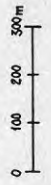
Bilaga 12



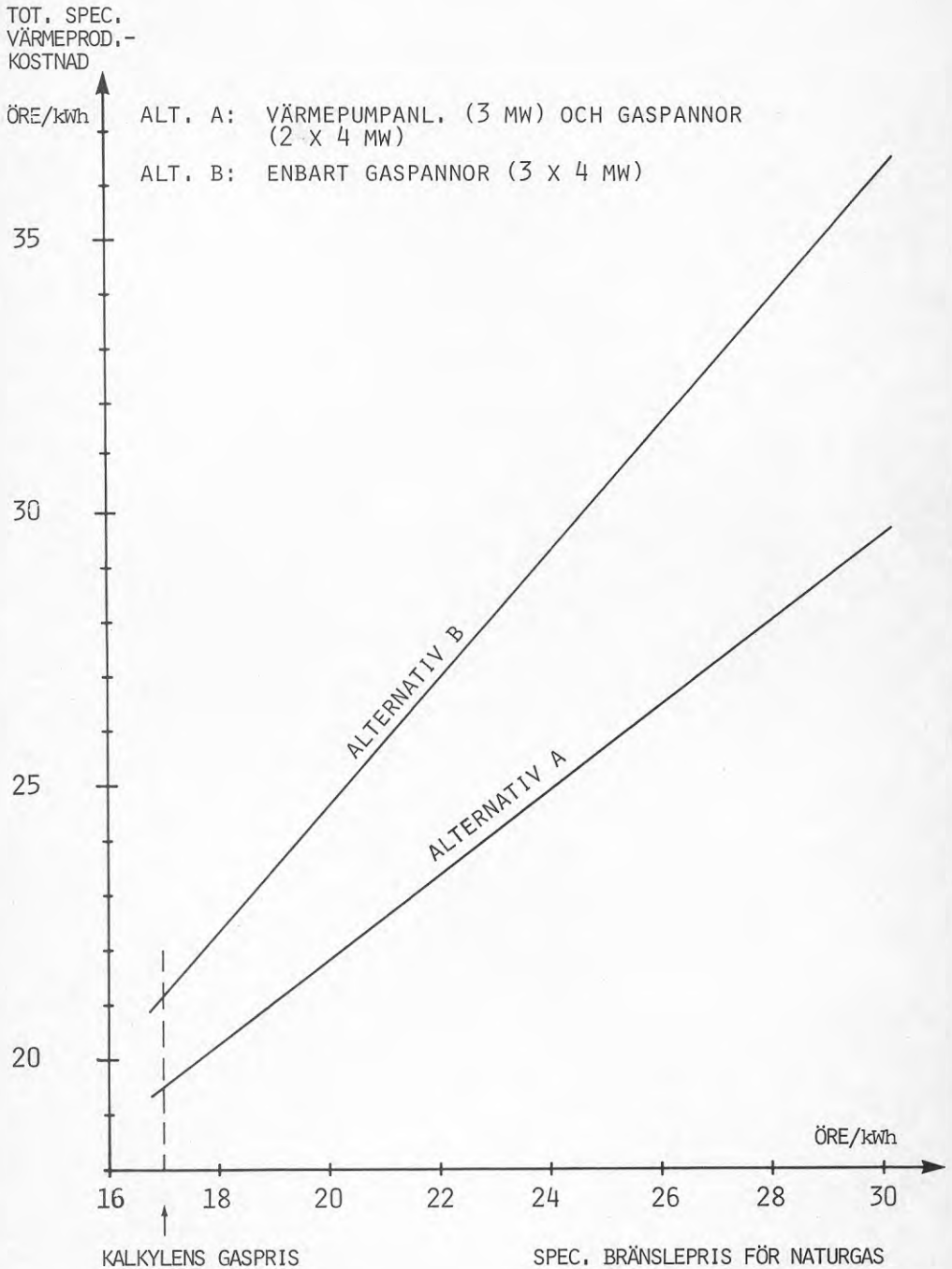


FÄRREVÄRMEVÄT:
— DEFINITIVT 1982/83
- - - - - EY. UTBYGGNAD EFTER-84

ÖVERSIKTSKARTA
FÄRREVÄRME UTBYGGNAD
VSS 1903-10-31



Känslighetsanalys för alt. A och B avseende variationer i spec. naturgaspris 1983 års penningvärde



**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag
821677-8 från Statens råd för byggnadsforskning
till Malmö Energiverk, Kraftvärmeverket, Malmö.**

R128: 1984

ISBN 91-540-4237-2

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6704128

**Abonnemangsgrupp:
Ingår ej i abonnemang**

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

Cirka pris: 30 kr exkl moms