



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.



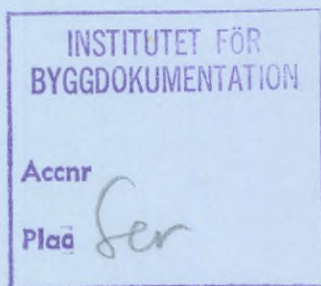
Rapport

R50:1987

**Energiomvandling med
gaseldad stirlingmotor**

**Tekniska och ekonomiska system-
förutsättningar
Förstudie**

**Eric Granryd
Ove Klar
Per Lundqvist
Bengt Waldenstad**



V/O

Byggforskningsrådet

R50:1987

ENERGIOMVANDLING MED GASELDAD STIRLINGMOTOR

Tekniska och ekonomiska systemförutsättningar
Förstudie

Eric Granryd
Ove Klaar
Per Lundqvist
Bengt Waldenstad

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 850480-1
från Statens råd för byggnadsforskning till United
Stirling AB, Linköping.

REFERAT

Projektets syfte har varit att undersöka de tekniska och ekonomiska systemföresättningarna för värmeproduktion medelst en gaseldad Stirlingmotorvärmepump i prototyputförande med effektområdet 35-45 kW. Därutöver har ett småskaligt kraftvärmesystem baserat på Stirlingmotordrift beskrivits som ett alternativ. De teoretiska användningsområdena är bostadsfastigheter i områden med tillgång till gasbränsle.

Projektet har utförts som ett samarbete mellan KTH; institutionen för Energi och Värmeproduktion, Vattenfall och United Stirling AB.

Med ett datorsimuleringsprogram har olika konstruktionslösningar på systemkopplingar studerats avseende prestanda. För projektet har en flerfamiljsfastighet på Stora Essingen i Stockholm valts, till vilken beräkningarna korresponderar och en jämförelse mellan likvärdiga värmepumpsinstallationer i Luleå - Stockholm - Malmö avseende besparingseffekter har gjorts. På några års sikt efter ytterligare verkningsgradsförbättringar på Stirlingmotorn kan man räkna med att uppnå en årsvärmefaktor av närmare 1,9 på en av Stirlingmotorn direktdriven värmepump. I alternativet där värmepumpen drivs med elenergi alstrad av ett Stirlingdrivet kraftvärmesystem kan man räkna med att uppnå en årsvärmefaktor av ca 1,6.

Den ekonomiska besparingseffekten är vid en jämförelse för de båda alternativen av samma storleksordning, om priset för driveenergi och kostnaderna för tillsatsenergi antas vara lika. Däremot blir årsvärmefaktorn för ett värmepumpsystem drivet med el från ett kraftvärmesystem ca 20 % lägre. I gengäld erhålles ett energisystem som ger ökad flexibilitet och lättare kan anpassas till gällande förutsättningar på värmemarknaden.

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

R50:1987

ISBN 91-540-4742-0

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Svenskt Tryck Stockholm 1987

INNEHÅLLSFÖRTECKNING		Sid
1.	SAMMANFATTNING	5
2.	INLEDNING	7
2.1	Problemet	7
2.2	Projektet	7
3.	STIRLINGMOTORTEKNIKEN	9
3.1	Allmänt	9
3.2	Program	9
3.3	Prestanda	10
4.	FÖRBRÄNNINGSMOTORDRIVNA VÄRMEPUMPAR	11
4.1	Allmänt	11
4.2	Bakgrund	17
4.3	Tidigare insatser inom området vid United Stirling AB	18
5.	STIRLINGMOTORDRIVEN VÄRMEPUMP	20
5.1	Datorstött konstruktionsunderlag för stirlingvärmepumpsaggregatet	20
5.2	Systemlösningar	20
5.3	Värmekälla	21
5.4	Fastighetens värmebehov	22
5.5	Köldmedium	22
5.6	Komponentval	22
5.7	V160 värmepumpsaggregat - driftskaraktäristisk	23
5.8	Utvecklingspotential	24
5.9	Diagram 1 - 13	25
5.10	Anpassning av Stirlingmotor V160:s förbrännings- system	37
6.	INKOPPLING TILL FASTIGHET	38
7.	EKONOMISKA FÖRUTSÄTTNINGAR	46
7.1	Driftskostnader	46
7.2	Investeringskostnad	47
7.2.1	Investeringskalkyl	47
8.	SMÅSKALIG KRAFTVÄRME MEDELST STIRLINGMOTOR	49
8.1	Systemlösningar	49
8.2	Prestanda	50
8.3	Ekonomi	50
8.4	Tidigare projekt	51
9.	FÖRSLAG TILL FORTSÄTTNING	55
9.1	P o D anläggning, Stirling - Värmepump	55
9.2	Aktiviteter	55
9.3	Kalkyl prototyp stadsgaseldad Stirlingmotordriven värmepump	57
9.4	Förslag till kombinerad P o D anläggning för kraftvärme och värmepump	57
9.5	Kalkyl för revidering av nuvarande värmepump installerad i Härnösand	58

10.	BILAGOR	59
10.1	Stirlingmotor V160 prestandasammanställning	59
10.2	Specifikation Stirling V160 Värmepump	66
10.3	Beskrivning av dataprogram för stirling- motordriven värmepump	67
10.4	Prov med stadsgaseldad Stirlingmotor V160	69
11.	LITTERATURFÖRTECKNING	70

1. SAMMANFATTNING

Värmepumpstekniken har en framskjuten plats i den svenska energipolitiken. Denna position är befogad med hänsyn till att drygt 100.000 värmepumpar, som installerats, bidrar till både energisparande och oljeersättning. Huvuddelen av dessa värmepumpar är eldrivna.

På senare år har intresset ökat för alternativa drivkällor till värmepumpen. Diskussionerna förs utifrån behovet av ökad flexibilitet, minskad sårbarhet och den framtida kärnkraftsavvecklingen.

Tanken att konstruera en värmepump, där kompressorn drivs med en bränsle driven motor, är inte ny.

Målet för detta forskningsprojekt har varit att undersöka de tekniska och ekonomiska systemförutsättningarna för värmeproduktion medelst en stirlingmotordriven värmepump.

United Stirling AB har bedrivit utveckling av stirlingmotorer sedan 1960-talet. Grundtekniken är idag väl utvecklad. Verksamheten vid United Stirling AB är idag koncentrerad till ett fåtal större tillämpningsprojekt av stationär karaktär, som kan komma att innebära marknadsintroduktion. Ett av dem är små kraft- och värmepumpsaggregat, baserade på utnyttjande av motor V160 - en mindre motor som idag är anpassad för drift på såväl flytande som gasformiga bränslen, exempelvis naturgas.

Via ett datorsimuleringsprogram har olika konstruktionslösningar på systemkopplingar studerats avseende prestanda. För projektet har en flerfamiljsfastighet på St. Essingen i Stockholm valts, till vilken beräkningarna korresponderar. Jämförelser mellan likvärdiga värmepumpsinstallationer i Luleå-Stockholm- Malmö avseende besparingseffekter har också genomförts. För en ekonomiskt riktig konstruktion kan sägas att den sist investerade kronan för förbättring av ett värmepumpsaggregat bör jämföras med den besparing som motsvarande förbättring av aggregatets prestanda ger upphov till. Komponentvalet till Stirling V160 värmepumpsaggregat har i stort skett efter denna strategi.

Utvecklingspotentialen av en stirlingvärmepumps prestanda är mycket en funktion av motorns verkningsgrad. Beräkningarna visar att med en 5 procents förbättring av motorns verkningsgrad, höjs årsvärmefaktorn med 11%. På några års sikt har vi anledning att tro att ytterligare verkningsgradsförbättringar som ett resultat av nu pågående utvecklingsprogram, har nåtts, vilket innebär att en årsvärmefaktor av närmare 1,9 kan nås. Detta gäller för en direkt driven värmepump. Även i ett fall där värmepumpen drivs med elenergi alstrad av ett stirlingdrivet kraftvärmesystem är motorverkningsgraden av största betydelse för systemets årsvärmefaktor, vilken beräknats till ca 1.6. Vid det slutgiltiga valet av lämplig verkningsgradsnivå skall också de totala driftskostnaderna (inkl. service) beaktas.

Den ekonomiska besparingseffekten är vid en jämförelse för de båda alternativen av samma storleksordning, om priset för drivenergi och kostnaderna för tillsatsenergi antas vara lika. Däremot blir årsvärmefaktorn för ett värmepumpsystem drivet med el från ett kraftvärmesystem ca 20% lägre. I gengäld erhålles ett energisystem som ger ökad flexibilitet och lättare kan anpassas till gällande förutsättningar på värmemarknaden.

De ekonomiska bedömningarna av en värmepumpsinstallation är dels beroende på installationskostnader, dels på driftskostnader. Driftskostnaderna är i sin tur beroende på aggregatets värmefaktor och aktuellt bränslepris.

Den i rapporten presenterade investeringskalkylen baseras på en serie av 100 st stirlingvärmepumpar samt berg som värmekälla. Det finns en fastighet på St. Essingen, Stockholm, som nyligen har installerat en elvärmepump med en väldimensionerad bergvärmekälla, vilken kan utnyttjas för ytterligare värmepumpsinstallation. När det också finns stadsgas indragen till fastigheten, passar det utmärkt att installera ett stadsgaseldat stirlingmotordrivet/energisystem. Se vidare kapitel 9.

Det erfordras däremot en anpassning av Stirling V160-motorns värmesystem för att kunna använda stadsgas som bränsle, vilket också ingått som ett avsnitt i förstudien. Tester har utförts på KTH av ett modifierat standard gasförbränningssystem, som efter viss omkonstruktion väl passar att förbränna stadsgas.

2. INLEDNING

Den elektriskt drivna värmepumpen är idag ett mycket konkurrenskraftigt alternativ för de fastighetsägare, som försöker reducera sina driftskostnader. Under 1984 såldes mer än 20.000 värmepumpar i Sverige - flertalet av dessa på villamarknaden - totalt över 100.000 värmepannor installerade.

2.1 Problemet

I och med de ökade kostnaderna för värmeproduktion i fastigheter och den framtida förväntade reella prisökningen på prima elenergi uppstår en situation där alternativa drivkällor till värmepumpen, som förbränningsmotorer, kan få en ökad betydelse. Tanken att konstruera en värmepump, där kompressorn drivs med en bränsle driven motor är inte ny. Man har diskuterat i olika typer av motorer och olika systemlösningar på värmepumpssidan. Tänkbara motorer är t ex dieselmotorer, Otto-motorer eller som i denna förstudie - en stirlingmotor.

Även småskalig decentraliserad elproduktion har intresse som alternativ till drivenergi till mindre värmepumpar.

Utvecklingen inom området ny teknik för elproduktion karaktäriseras bl a av ett:

- ökat intresse för modulsystem/mindre enheter p g a osäkerhet i efterfrågan.
- ökat intresse för kraftvärmesystem (för industri och bostäder)
- ökat intresse för elanvändning avseende belastningsstyrning och högre effektivitet.
- ökat intresse för elenergi från naturgas.

För småskalig kraftvärme kan man skilja på några utvecklingslinjer. I det högre effektområdet gäller det att utveckla förbränning och ångturbin ned mot mindre storlekar än ca 25 MWe, som tidigare ansetts vara en lönsamhetsgräns i fjärrvärmesystemen. I ett mellanområde, ca 0,1-5 MWe, gäller det främst förbränning/förgasning med olika förbränningsmotorer. För riktigt små anläggningar gäller det ångmotorer och Stirlingmotorer, som också berörs i denna förstudie.

2.2 Projektet

Projektets syfte var att undersöka de tekniska och ekonomiska systemförutsättningarna för värmeproduktion medelst en gaseldad stirlingmotorvärmepump i prototyputförande med effektområdet 35-45 kW. Därutöver skall ett småskaligt kraftvärmesystem baserat på stirlingmotordrift beskrivas som ett alternativ. De teoretiska användningsområdena är bostadsfastigheter i områden med tillgång till gasbränsle.

Projektet har utförts i samverkan med Bengt Waldenstad, avdelningschef Vattenfall, professor Eric Granryd och forsknings-

ingenjör Per Lundqvist, institutionen för mekanisk värmeteori och kylteknik, KTH, Stockholm samt projektledaren Ove Klaar, United Stirling AB, Linköping.

Projektet kan delas in i följande huvudområden:

- att via ett datorsimuleringsprogram studera och föreslå lämplig konstruktionslösning för ett värmepumpsaggregat baserat på förutsättningar som gäller för en installation i området Mälardalen.
- att konvertera och verifiera stirlingmotor V160:s förbränningssystem för eldning med avsett gasbränsle
- att förprojektera och beräkna driftsekonomin för installation av ett prototypaggregat i fastigheten Essingestråket 39, St Essingen, Stockholm. Fastigheten har nyligen renoverat värmesystemet till en modern bergvärmeanläggning, vilken har överkapacitet i värmekällan. Fastigheten är också ansluten till stadsgasnätet, vilket kvalificerar den som lämplig demonstrationsplats.
- att genomföra tekniska och ekonomiska överslagsmässiga beräkningar för ett småskaligt kraftvärmesystem kopplat till en eldriven värmepump.

Metodik

I arbetet att finna den lämpligaste konstruktionslösningen har ett datorsimuleringsprogram anpassats för stirlingmotor V160, vilket möjliggjort följande aktiviteter.

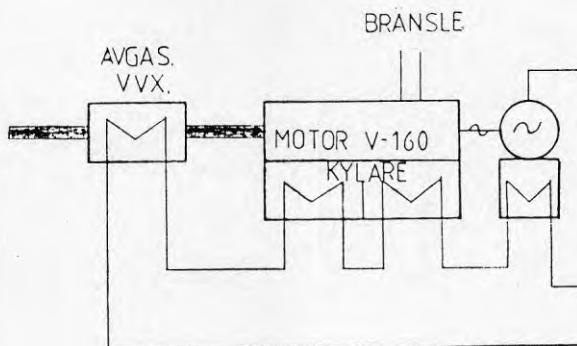
- Studera de förändringar i prestanda som olika val av komponenter ger upphov till.
- Kunna välja systemlösning och kopplingsalternativ och studera effekten av dessa.
- Kunna ändra typen av värmekälla.
- Fastighetens värmebehov, temperatur i värmesystem o s v skall kunna varieras.
- Olika klimatzoner bör undersökas (här: Luleå-Stockholm-Malmö).
- Resultatet bör redovisas under en hel uppvärmningsperiod d v s över ett år.
- De skillnader i driftskostnad som uppstår vid olika förändringar i konstruktion bör kunna utläsas i kr/år.

För att konvertera stirlingmotor V160:s förbränningssystem genomfördes överslagsmässiga databeräkningar för bränslet stadsgas. Praktiska prov med ett konverterat generatoraggregat har genomförts på KTH i Stockholm för verifiering av konstruktionsändringen. Förprojekteringsarbetet med fastigheten på St Essingen har lämnats ut på entreprenad till Installationskonsult, Stockholm.

3. STIRLINGMOTORTEKNIKEN

3.1 Allmänt

Stirlingmotorn arbetar med ett slutet system i vilket en arbetsgas (Helium) omväxlande värms och kyls. Vid uppvärmning expanderar gasen och utövar mekaniskt arbete till en vevaxel via ett kolvsystem. Förbränningen av bränslet sker externt i en separat förbränningskammare, vilket ger flexibilitet vid val av bränsle. Värme från förbränningen överförs via en värmeväxlare till arbetsgasen. Värme kan utvinnas ur motorns kylsystem, avgaserna och från kraftvärmeenhetens strålningsvärme, se figur 1.



Figur 3.1 Stirlingmotor med avgasvärmväxlare.

3.2 Program

United Stirling AB startade sin verksamhet i slutet av 1960-talet med huvudinriktning att utveckla energisystem för undervattensbruk för användning i svenska U-båtar. Under tiden som världens energisituation har förändrats, har även företagets utvecklingsverksamhet omformats och idag bedriver United Stirling AB utvecklingsarbete, som är koncentrerat till följande satsningsområden:

- projekt V160, små kraft-värmeaggregat i olika former av tekniska system - generatoraggregat för civilt och militärt bruk för samproduktion av värme/el samt stirlingmotor sammanbyggnad med värmepump. Utvecklingsarbetet sker tillsammans med Stirling Power System (SPS i USA) som ägs av MacDonnell Douglas.
- projekt SOLAR POWER, elproduktion med användning av direkt solvärme. Utvecklingsarbetet sker i samarbete med MacDonnell Douglas i USA.
- projekt SUB, energisystem för undervattensbruk. Ett kontrakt har nyligen tecknats om leverans av ett helt luftberoende maskineri till en fransk off-shore U-båt. Verksamheten kanaliseras via ett dotterbolag SUB POWER AB med Kockums som delägare.
- projekt ASE, (Automotive Stirling Engine), långsiktiga biltillämpningar. Utvecklingen sker i samarbete med det amerikanska utvecklingsinstitutet MTI och finansieras via Department of Energy.

Effektklasser som ryms inom USAB/SPSs nuvarande program.

Under 15 kW	Motortyp V160
15-30 kW	Motortyp 4-95
25-50 kW	Motortyp 4-123
50-75 kW	Motortyp 4-275

3.3 Prestanda

Se bilagor 1-6 under kapitel 10. BILAGOR,
10.1 Stirlingmotor V160 prestandasammanställning

4. FÖRBRÄNNINGSMOTORDRIVNA VÄRMEPUMPAR

4.1 Allmänt

Tanken att konstruera en värmepump där kompressorn drivs med en bränsle driven motor är inte ny. Man har spekulerat i olika typer av motorer och olika systemlösningar på värmepumpsidan. Tänkbara motorer är t ex dieselmotor, Ottomotor eller som i detta fall en stirlingmotor. Systemlösningstekniskt gäller det att i så stor utsträckning som möjligt ta vara på den värme som bildas vid förbränningen av bränslet (dvs den del som ej omvandlas till mekanisk energi). En vanlig lösning är denna.

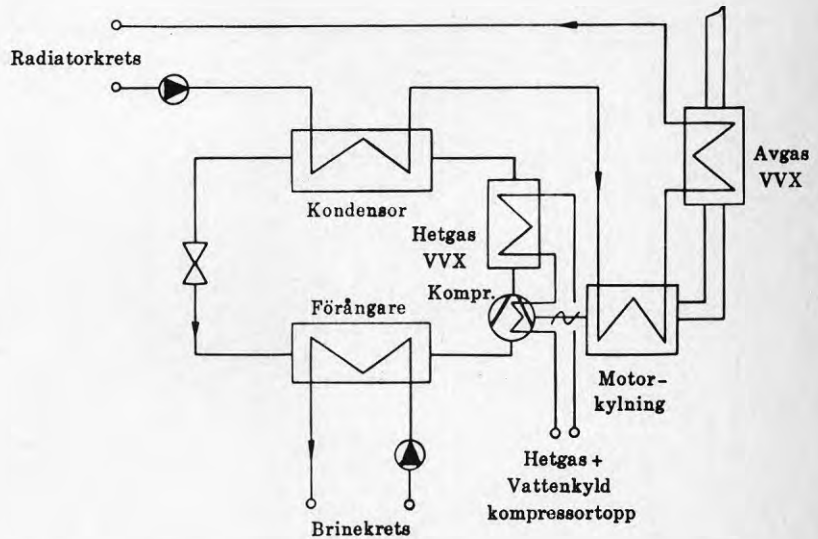


Fig. 3.1 Schema för förbränningsmotordriven värmepump

Man söker uppnå så gynnsamma driftsbetingelser för värmepumpdelen som möjligt samtidigt som man tar vara på motorns behov av kylning. Dessutom återvinner man värmen ur avgaserna med en avgasvärmeväxlare. Om vi ställer upp en ekvation för värmefaktorn för den förbränningsmotordrivna värmepumpen får den ett litet annat utseende än för en konventionell eldriven värmepump.

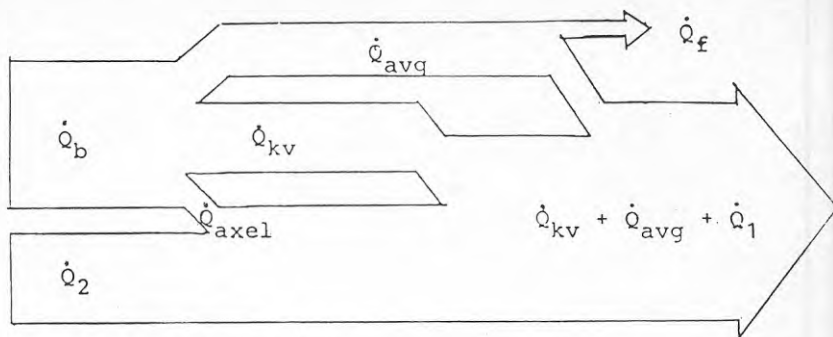


Fig. 3.2 Effekter, diagram

\dot{Q}_{axel} = axeffekt på kompressoraxel

\dot{Q}_1 = kondensörvärme

\dot{Q}_{avg} = avgasvärme

\dot{Q}_{kv} = kylvattenvärme

\dot{Q}_b = värmeeffekt i bränslet

\dot{Q}_2 = förångarvärme

\dot{Q}_f = förlustvärme

Värmefaktorn kan uttryckas som:

$$\phi = \frac{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_{avg} + \dot{Q}_{kv}}{\dot{Q}_b} = \frac{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_{avg} + \dot{Q}_{kv}}{\dot{Q}_b}$$

Där

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 + E_k = E_k (\epsilon_k + 1)$$

$$E_k = \eta_{mot} \cdot \dot{Q}_b = \text{kompressorns driveffekt}$$

$$\dot{Q}_b = \dot{Q}_{avg} + \dot{Q}_{kv} + E_k$$

$$\epsilon_k = \text{köldfaktorn}$$

$$\eta_{mot} = \text{motorns termiska verkningsgrad}$$

Därmed blir

$$\phi = \frac{E_k (\epsilon_k + 1) + (1 - \eta_{mot}) \cdot \dot{Q}_b - \dot{Q}_f}{\dot{Q}_b}$$

eller

$$\phi = \frac{\eta_{mot} \cdot \dot{Q}_b (\epsilon_k + 1) + 1 - \eta_{mot} \cdot \dot{Q}_b - \dot{Q}_f}{\dot{Q}_b}$$

om förlusteffekten Q_f försummas förenklas uttrycket till:

$$\phi = \eta_{\text{mot}} \cdot \epsilon_k + 1$$

dvs värmefaktorn blir vid avsaknad av förluster en mycket enkel ekvation. Vi ser direkt att motorns verkningsgrad har en mycket stor betydelse.

Det är därför av stor vikt att söka uppnå en hög verkningsgrad på motorn. Vid ett normalt driftsfall för en värmepump kan en förbättring av motorns verkningsgrad med 1% öka värmefaktorn med över 2%.

En fördel jämfört med elektriska värmepumpar är att vid samma utgående vattentemperatur kan kondenseringen i värmepumpens kondensator hållas vid en lägre temperaturnivå. Detta ger en högre verkningsgrad på värmepumpdelen. Detta beror på att man systemtekniskt kan lägga kondensator, motorkylning och avgasvärmväxlare i serie med kondensorn först.

Vid en jämförelse med en elektrisk värmepump kommer den bränsle drivna att uppvisa en betydligt lägre värmefaktor. Detta beror på att den el vi använder till värmepumpar anses vara producerad med 100% verkningsgrad. Vid en ekonomisk betraktelse är detta utan betydelse men vid en total energibetraktelse bör produktionen av elkraften tas med i resonemanget. El producerad i ett kärnkraftverk produceras t ex med en verkningsgrad av ca 30%. Detta sätt att betrakta eldrivna värmepumpar förekommer knappast i Sverige idag. Länder med högt elpris där en stor del av elgenereringen sker i bränsleeldade kraftverk tvingas man tänka på ett annat sätt.

Detta medför naturligtvis att förutsättningarna för bränsle drivna värmepumpar varierar från plats till plats, beroende på kostnaderna för drivenergi i respektive område. Med den uppstartade introduktionen av naturgas kan gasmotordrivna värmepumpar vara en intressant möjlighet även i vårt land.

Denna rapport behandlar, en stirlingmotordriven värmepump. Fördelen med en sådan motor är att förbränningen av bränslet sker utanför cylindrarna i en separat brännkammare. Förbränningen sker dessutom kontinuerligt vilket ger goda förbränningstekniska förhållanden. Möjligheter att ändra bränsle är en annan fördel med stirlingmotorn.

Här följer en jämförelse mellan en bränsle driven värmepump och en eldriven. Jämförelsen syftar till att visa på skillnaden emellan de två drivsätten. Det är inga noggranna beräkningar men visar ändå några tendenser:

- * Bränsle drivna värmepumpar kräver mindre värmekälla vid samma avgivna effekt. Detta medför mindre förångare och kondensator. Vid bergvärme kan det betyda färre hål vilket minskar anläggningskostnaderna (se exempel 1).
- * Vid begränsad effekt från värmekällan ger en bränsle driven process större värmeeffekt totalt sett. (se exempel 2)

Exempel 1: Bränslemotordrift kontra eldrift; lika effekt från värmepumpaggregatet.

I exemplen har räknats med en motorverkningsgrad om 30% och en elmotorverkningsgrad om 95%, värmefaktorn för värmepumpprocessoren är i beräkningarna 3.

	Bränslemot.	Elmot.
Värmefaktor (vid värmefaktor = 3 på själva värmepumpen)	1,60	2,85
Värmekällans storlek vid lika avgiven effekt	0,40	0,67
Utvunnen effekt ur värmepumpens kondensor	0,59	1,00

Exempel 2: Bränslemotordrift kontra eldrift; samma värmekälla. Förutsättningar enl. exempel 1.

	Bränslemot.	Elmot.
Värmefaktor (vid värmefaktor = 3 på själva värmepumpen)	1,60	2,85
Utvunnen värmeeffekt vid värmekällans storlek	2,50	1,50
Utvunnen värmeeffekt ur kondensorn	1,50	1,50

Bränsle drivena värmepumpar får en mindre säsongvariation i värmeeffekten. Detta helt enkelt därför att värmepumpsdelen bara står för ca hälften av värmeeffekten. I diagram 4.1 och 4.2 visas en jämförelse mellan en bränsle driven värmepump och en eldriven dito. I figur 3 är värmekällan en säsongslagrande sådan, t ex bergvärme. I figur 4 är värmekällan uteluft.

Med balanspunkt menas den utomhustemperatur då värmepump-aggregatets uteffekt, \dot{Q}_{TOT} , motsvarar fastighetens effektbehov.

$\dot{Q}_{tot} / \dot{Q}_{tot,dim}$ för Eldriven och Stirling -
motordriven värmepump, Värmekälla: Bergvärme
($\dot{Q}_{tot,dim} = \dot{Q}_{tot}$ vid balanspunkt)

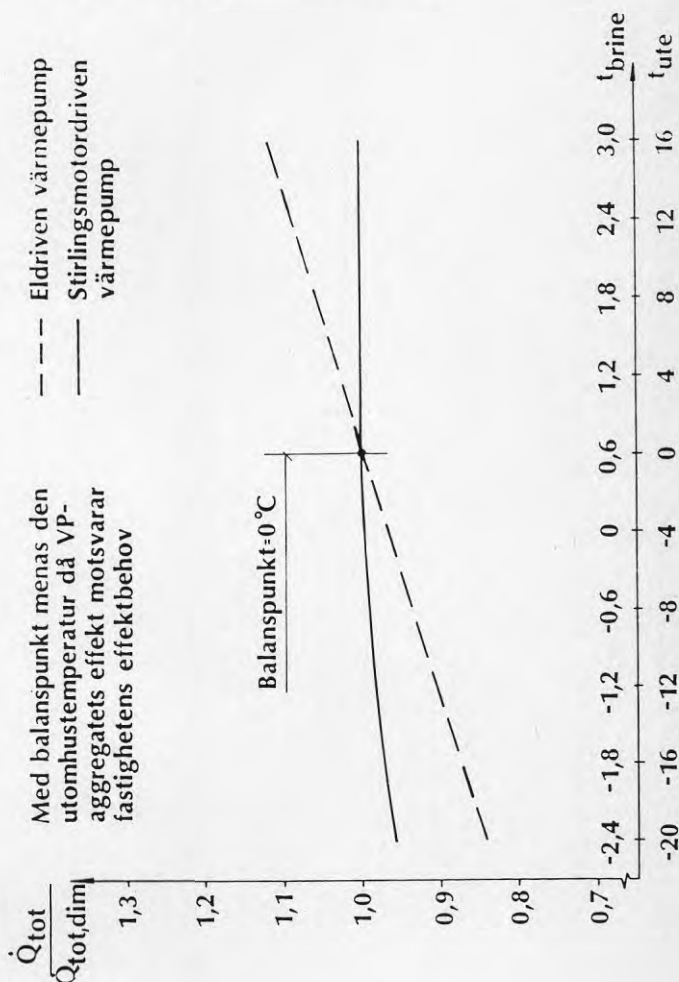


Diagram 4.1.

$\dot{Q}_{\text{tot}} / \dot{Q}_{\text{tot,dim}}$ för Eldriven och Stirling-
 motordriven värmepump Värmekälla: Utluft
 ($\dot{Q}_{\text{tot,dim}} = \dot{Q}_{\text{tot}}$ vid balanspunkt)

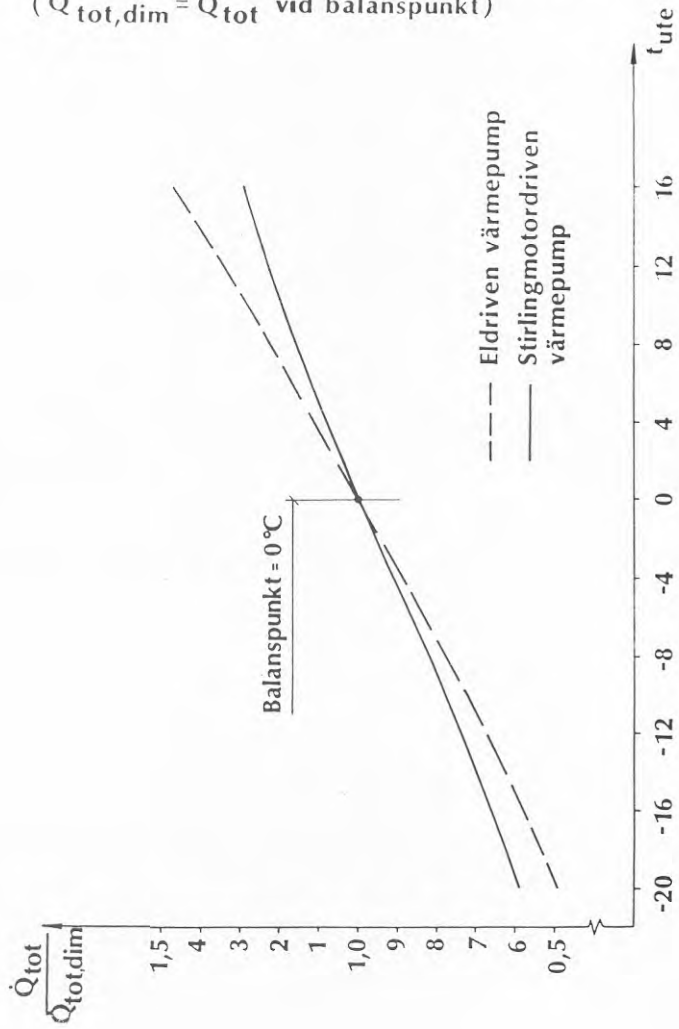


Diagram 4.2

4.2 Bakgrund

United Stirling AB har drivit utveckling av stirlingmotorer sedan 1960-talet med huvudsaklig inriktning mot mobila enheter i bilar och för marint bruk. Ekonomiskt stöd från USAs bilindustri har funnits. Inbrott på marknaden har ännu inte kunnat uppvisas.

Verksamheten vid United Stirling AB är idag koncentrerad till ett fåtal större tillämpningsprojekt av stationär karaktär, som kan komma att innebära marknadsintroduktion. Ett av dem är små kraftvärme- och värmepumpsaggregat baserade på utnyttjande av motorn V160, en mindre motor som idag är anpassad för drift på såväl flytande som gasformiga bränslen, exempelvis naturgas och biogas.

Introduktionen av V160 inriktas på aggregat för småskalig samproduktion av el och värme för civilt och militärt bruk. Parallellt med den marknadsintroduktion som har påbörjats sker utprovning och vidareutveckling för att kunna använda V160 som drivkälla i naturgasbaserade värmepumps- och kraftvärmesystem. Det senare området planeras bli den dominerande tillämpningen mot slutet av 1980-talet och under 1990-talet.

Den första kommersiella applikationen för Stirling V160 är den sk serviceenheten för Televerket. El och värme produceras för kvalificerat underhållsarbete. Tre års driftserfarenheter har visat på mycket låga driftskostnader och närmast försumbara underhållskostnader i kombination med aggregatets miljömässiga fördelar.

För att verifiera motorns tillförlitlighet har långtidsprov pågått i över två år med att V160 kraftvärmeaggregat vid Tekniska Verken i Linköping. Bränsle i detta fall är rötgas, som produceras av Reningsverket. En motor, som används för produktion av el och värme, har passerat 18.000 driftstimmar.

På uppdrag av Gas Research Institute i USA bedrivs ett flerårigt tillämpningsprogram för att utnyttja V160 i ett naturgasdrivet värmepumpssystem. Parallellt med detta program bedrivs ett demonstrationsprojekt i Vattenfalls regi. Också i detta fall är en Stirling V160 kopplad till en värmepump. Enheten är installerad på Sjöbefälsskolan i Härnösand. Bränsle i detta fall har varit eldningsolja, och är nu ombyggt för gasol. Proverioden omfattar 3 år och kommer att avrapporteras under våren 1987.

Volvo Komponenter AB har tillverkat en förserie av 25 st V160 Stirlingmotorer med bl a syftet att verifiera motorns tillverkningsekonomi då motorerna har produktionsanpassats för tillverkning i större serier.

Grundtekniken för stirlingmotorn anser United Stirling nu väl utvecklad. Omfattande produktionsanpassning har genomförts. United Stirling satsar resurser på att komma in på olika tillämpningsområden. Stirlingmotorer för uppvärmning av växthus är en applikation där vissa gynnsamma förutsättningar finns.

4.3 Tidigare insatser inom området vid United Stirling AB

Projekt "Jakobsberg". Projektet bedrevs i samarbete med Televerket/BFR och hade som syfte att demonstrera en V160 stirlingmotordriven värmepump. För att snabbt komma igång utan alltför stora utvecklingsinsatser beslöts att välja en eldriven vatten/-vattenvärmepump som drevs av ett V160 stirlingmotordrivnet elverk av standardutförande, men med anpassad generator och motorns kylsystem försett med en värmeväxlare, inkopplad på byggnadens värmeanläggning.

Eftersom byggnaden dessutom hade en försöksanläggning för värme-lagring enligt Tepidus system med sallager, blev temperaturerna höga i värmesystemet, vilket påverkade driften av värmepumpen i negativ riktning. Efter justeringar i systeminkopplingen blev resultatet så tillfredsställande att det beslöts att fortsätta provperioderna med projekt Härnösand.

Projekt "Härnösand". Projektet startade 1983 tillsammans med Vattenfall i syfte att bygga en stirlingmotordriven värmepump baserad på standardkomponenter från en Thermia DUO -25 exkl. kompressorn, som är en öppen tvåcylindrig kolvkompessor av märket Bitzer.

Anläggningen har varit installerad sedan eldningsssäsongen 1983-/84 på Sjöbefälsskolan i Härnösand och ackumulerat 7.000 driftstimmor. Värmepumpen är installerad till fjärrvärmenätet och värmekällan utgörs av spillvärme från dieselmotorer, vilka finns i skolans maskinhall.

Driftserfarenheterna har verifierat start/stopp-sekvenser, konstruktionslösningar och komponenter. Värmefaktorer varierande mellan 1,5 - 1,6 kan uppnås vid gynnsamma förhållanden. Problemområden har varit svavelutfällningar i avgasvärmeväxlaren under driftperioden med eldningsolja, vilket förorsakat igensättning. För höga kondenseringsstryck på grund av returtemperaturen, har lösts med byte av kylmedium från R 22 till R 12.

Projekt "Naturgasdriven stirlingvärmepump". 1982 erhöll United Stirling ABs dåvarande dotterbolag Stirling Power Systems Corp., Ann Arbor, Michigan, USA, ett forsknings- och utvecklingsuppdrag från Gas Research Institute avseende utveckling av en naturgaseldad stirlingmotorvärmepump. Gas Research Institute är en sammanlutning för gasproducenter i USA. Som underkontraktör i programmet engagerades Institute of Gas Technology. Följande utvecklingsaktiviteter är formulerade:

1. Konvertera Stirlingmotor V160 till drift på naturgas och därefter demonstrera motorn som en naturgaseldad drivenhet.
2. Presentera tillgängliga marknadsdata som identifierar värmepumpsapplikation med naturgasdriven V160-motor samt fastställa priskänslighet för produkten.
3. Konstruera och bygga demonstrationsenheten i laboratorieform för test och utvärdering och viss motorteknisk utveckling.

Det GRI-finansierade projektet bygger på ett luft-luftsystem med kombination av värme och kyla, där prioritering är kylfunktionen.

Nyckelaktiviteterna är att verifiera den naturgasdrivna stirlingmotorns prestanda och motor/kompressorintegrationen före uppstart av kommersiellt prototyparbete av ett komplett värme-pumpsystem.

V160-motorn har utrustats med internt gasreglersystem, som bl a innehåller en bränsleregulator. Detta system gör installationen oberoende av leveranstryck eller fluktuationer i detta. Systemet har både blivit bänktestat och långtidstestat.

Konverteringen till naturgaseldning har visat sig erbjuda en möjlighet att utveckla systemets prestanda. Prestandan har i tester på naturgaseldad V160-motor visat att man kan nå axelverkningsgrader i området 32-34% vid laboratoriekörningar. I avseende att förbättra prestanda skall arbetsgastemperaturen i motorn ökas från 620^o till 700^o och luftöverskottet reduceras. Avgastemperaturen skall vidare reduceras genom att tillföra en extra avgasvärmväxlare.

5. STIRLINGMOTORDRIVEN VÄRMEPUMP

I detta kapitel behandlas slutsatser och resultat avseende systemlösning, värmekälla, köldmedium, komponentval och utvecklingspotential för en V160 stirlingmotordriven värmepump.

5.1 Datorstött konstruktionsunderlag för stirlingvärmepumpsaggregatet

Hur skall ett värmepumpsaggregat som baserar sig på Stirling V160-motorn konstrueras för att uppnå bästa tänkbara prestanda? Hur påverkas aggregatets prestanda av olika konstruktionslösningar? För att på ett rationellt sätt studera dessa frågor har på KTH, Stockholm, Institutionen för mekanisk värmeteori och kylteknik ett datorsimuleringsprogram utvecklats och anpassats just till Stirling V160-motor. Tanken med dataprogrammet är att:

- Studera de förändringar i prestanda som olika val av komponenter ger upphov till.
- Kunna välja systemlösning och kopplingsalternativ och studera effekten av dessa.
- Kunna ändra typen av värmekälla.
- Fastighetens värmebehov, temperatur i värmesystem o s v skall kunna varieras.
- Olika klimatzoner bör undersökas (här: Luleå - Stockholm - Malmö).
- Resultatet bör redovisas under en hel uppvärmningsperiod d v s över ett år.
- De skillnader i driftskostnad som uppstår vid olika förändringar i konstruktion bör kunna utläsas i kr/år.

En beskrivning av datorprogrammet görs i bilaga 9.4.

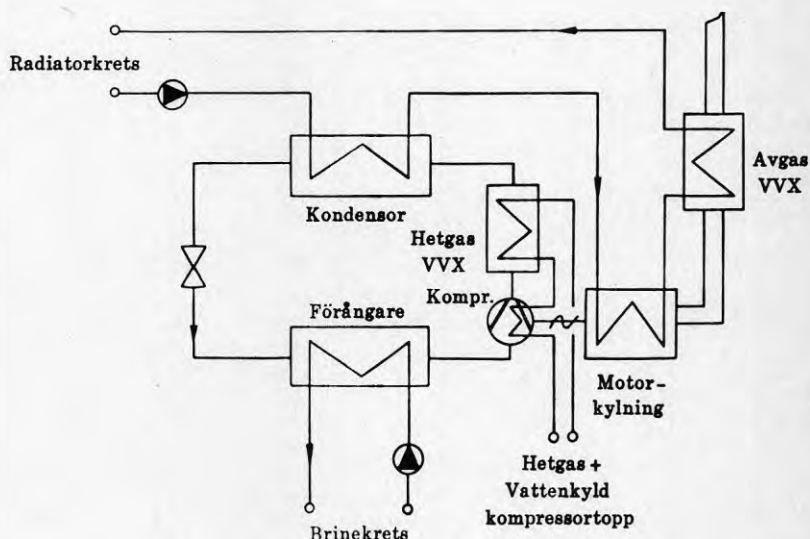
Här skall endast slutsatser och resultat som framkommit redovisas.

5.2 Systemlösningar i värmepump

De systemlösningar som har diskuterats är att antingen placera värmeväxlaren för kylning av motorn före eller efter kondensorn. Då den förra kopplingen inte i något fall varit gynnsam kommer vi i fortsättningen att koncentrera oss på den senare d v s kondensorn, motorkylning och avgasvärmväxlare i seriekoppling.

Vid en direkt jämförelse mellan de båda kopplingsalternativen får värmepumpen ca 3% bättre värmefaktor med denna koppling. Anledningen till detta är att en låg kondenseringsstemperatur förbättrar kylmaskinens köldfaktor. Denna förbättring motverkas visserligen till en del av att Stirlingmotorns prestanda försämras genom att motorkylningen sker med vatten som "förvärmats" i kondensorn.

I många värmepumpskonstruktioner används en hetgasvärmväxlare för att värma tappvarmvatten. Man kan naturligtvis införa en sådan även här. Detta medför en komplicering av systemet. I följande figur 1 visas detta kopplingsalternativ. Det är dessutom kompletterat med kylning av kompressorernas cylindertoppar. Detta tillsammans med hetgasvärmväxlaren möjliggör värmeproduktion vid en hög temperaturnivå för t ex tappvarmvatten.



Figur 5.1 Systemlösning

Då den aktuella fastigheten på St. Essingen bedöms ha ett mycket lågt tappvarmvattensbehov och då ett enkelt system i ett utvecklingskede är att föredra, kan man välja ett system som utesluter hetgasvärmväxlare och kylning av kompressorernas cylindertoppar.

I kapitel 6 utreds de olika inkopplingsalternativ till fastighetens värmesystem som kan vara aktuella vid en installation av det här släget.

5.3 Värmeälla

Då en ev installation på St Essingen skulle vara ett bergvärme-system har endast bergvärme behandlats i rapporten. Resonemanget är naturligtvis generellt och gäller även andra säsongslagrade värmekällor, t ex sjövärme. Även uteluft kan tänkas som värmekälla. En jämförelse mellan en stirlingmotordriven uteluftvärmepump och en konventionell eldriven finns gjord i kapitel 4 (Diagram 2).

Stirlingvärmepumpens fördel är att den kan leverera en jämnare effekt över året med mindre säsongvariation.

5.4 Fastighetens värmebehov

Beräkningarna har utförts på ett system med 55°C framlednings-temperatur och 45°C returtemperatur vid utetemperatur -20°C . Varmvattensvärmning antas ske på annat sätt.

5.5 Köldmedium

För att undvika problem med alltför höga kondenseringsstryck i vissa tänkbara driftsfall och för att nå större flexibilitet har R 12 valts som köldmedium.

5.6 Komponentval

För en ekonomiskt riktig konstruktion kan sägas att den sist investerade kronan för förbättring av ett värmepumpsaggregat bör jämföras med den besparing som motsvarande förbättring av aggregatets prestanda ger upphov till. Komponentvalet till V160-värmepumpsaggregatet avses ske efter denna strategi. De komponenter i värmepumpen som har behandlats med datahjälp är kompressor, förångare och kondensor.

Då prestanda för Stirlingmotor V160 är givna gällde det att hitta en lämplig kompressor som i förväntade driftsfall på ett lämpligt sätt kommer att belasta motorn. Efter genomgång av marknadens befintliga öppna kompressorer valdes en från Bitzer (Modell 4 P). Det som avgör valet av kompressor i detta fall är det största axeleffektbehov kompressorn kan komma att kräva i någon driftspunkt. För att studera detta har ett diagram ritats där förångningstemperatur, kondenserings-temperatur och axeleffekt finns representerat, se diagram 1. I detta diagram kan axeleffektbehovet studeras i olika driftsfall. Punkter som ligger till höger om 7 kW-kurvan innebär en överbelastning av motorn. För kompressorn 4 P från Bitzer är risken för driftsfall med axeleffektbehov större än 7 kW liten, samtidigt som motorn utnyttjas väl i samtliga driftsfall.

Som alternativ till den valda kolvkompressorn vore det önskvärt att pröva även andra typer t ex rotationskompressorer. Beräkningarna i förstudien baseras på katalogdata för vald kompressor. Laboratorieprov med kompressorn i syfte att bestämma dess karakteristiska bör genomföras innan systemet byggs samman.

För att ta fram lämplig förångare resp. kondensor utfördes ett flertal datorsimuleringar med olika "goda" värmeväxlare. Detta resulterade i sin tur i diagram 2 och 3. I dessa diagram kan effekten av en förbättring av värmeväxlarprestanda direkt avläsas i kr/år i driftskostnadsbesparing.

I diagram 4 och 5 presenteras hur årsvärmefaktorn ändras med olika dimensionerande temperaturdifferens i förångare resp. kondensor. Den dimensionerande temperaturdifferensen är vald vid $t_{\text{ute}} = -20^{\circ}\text{C}$ och $t_{\text{brine}} = -3^{\circ}\text{C}$. Vi ser i diagram 4 och 5 samma tendenser som i diagram 2 och 3. Vid en tillräckligt god

kondensor resp. förångare blir förändringen i aggregatets prestanda liten vid en ytterligare förändring.

Som tidigare nämnts i texten bör inte förfiningen av komponenternas prestanda drivas längre än att motsvarande prestandaförbättring för aggregatet täcker upp kostnadsökningen.

De värmeutbytande ytornas prestanda valdes att motsvara en 12-elements förångare från Thermia och en kondensor K650 från Bitzer, eller motsvarande. Kondensor och förångarens karaktäristik framgår bäst av diagram 6 och 7 som visar överförd effekt som funktion av temperaturdifferensen mellan köldmedium och inkommande köldbärartemperatur.

5.7 V160-värmepumpsaggregat - driftskaraktäristik

Sedan systemlösning och komponentval fryses återstår dock att studera hur detta aggregat fungerar i olika applikationer. Värmepumpsaggregatets prestanda är naturligtvis beroende på det system det installeras i.

De förutsättningar som framtagna resultat baserar sig på är:

- * Radiatorsystemet är ett 55/45-system d v s en framledningstemperatur på 55°C och en returtemperatur på 45°C.
- * Värmekälla - Bergvärme.
- * Pris för gas 1:38 kr/m³
- * Pris för tillsatsenergi 0:40 kr/kWh
- * Köldmedium R 12
- * Köldbärare -40% glykol

I diagram 6 visas den årliga driftstiden som funktion av byggnadens totala årsenergibehov för uppvärmning. Vi ser här att vid installation i en för liten fastighet sjunker den årliga driftstiden drastiskt. Detta medför stor stilleståndstid samt stor andel intermitterent drift. (Detta förutsatt att aggregatet ej kapacitetsregleras.) I diagram 9 redovisas fördelningen mellan tillsatsenergi, drivenergi och besparing med värmepump (värme från t ex berg). Dessa tre poster redovisas som funktion av husets totala energibehov för uppvärmning. Här ser vi att ju större fastighet vi väljer desto mindre andel täcks av värmepumpen (vilket är självklart). Intressantare är att man kan se hur känslig installationen är för prishöjningar på t ex tillsatsenergin.

I diagram 10 redovisas samma information som i diagram 9. Dock representerat på ett annat sätt. Här anges drivenergi, besparing och tillsatsenergi i MWh per år. (I diagram 9 visas den procentuella fördelningen.)

Vid installation i hus med låg årsenergiförbrukning är andelen tillsatsenergi liten och känslighet för prisändringar alltså liten.

I diagram 11 kan årsvärmefaktorn som funktion av årsenergiförbrukningen studeras. Vi ser här att värmefaktorn för själva värmepumpaggregatet (exkl. tillsatsenergi) ökar med ökande årsenergiförbrukning. Detta beror på att driftstiden under vår och höst ökar.

I diagram 12 visas årsvärmefaktorer (exkl. tillsats värme) för likvärdiga installationer i Malmö - Stockholm och Luleå. Samma temperatur på värmekällan har förutsatts i de tre olika klimat. Som synes blir värmefaktorn något högre i ett sydligare klimat.

5.8 Utvecklingspotential

Om man studerar de parametrar som styr Stirling-värmepumpens prestanda finner man att värmefaktorn i princip är en funktion av motorns verkningsgrad, kylmaskinens köldfaktor (ϵ_c) och ev förluster från systemet (δ). Ekvationen ser i princip ut som följer:

$$\text{COP} = \eta_{\text{stirling}} \cdot \epsilon_c + 1 - \delta \quad (\text{där } \delta = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{Q}_b} \text{ enl. kap 4 sid 10.})$$

Intresset är hur stora förbättringar som kan göras på motorns verkningsgrad och köldfaktorn (förlusterna skall givetvis minimeras). Naturligtvis kan kylmaskinen förbättras, men med de värmeväxlare som valts här ligger en större potential i en förbättring av stirlingmotorn.

I diagram 13 kan en överslagsmässig bedömning av en värmemotor-driven värmepumps prestanda göras. I diagrammet har kylmaskinens Carnotska verkningsgrad satts till 50%. Ett exempel är inritat i diagrammet. Där har förångnings- och kondenseringsstemperatur valts till -5 resp. $+55^\circ\text{C}$. Motorns verkningsgrad har satts till 25% och förlusterna till 5%. Detta resulterar i exemplet i en värmefaktor på ca 1,55. Vi skall här bara göra en jämförelse där årsvärmefaktorn studeras vid olika verkningsgrader på motorn.

Vid ett normalt driftsfall där $\epsilon_c \approx 2,5$ och δ (förlustterm) = 0,1 får vi med nuvarande motorverkningsgrad ($\eta_{\text{stirling}} = 0,25$)

$$\text{COP} = 0,25 \cdot 2,5 + 1 - 0,1 = 1,525$$

Om en förbättring av motorns verkningsgrad kan åstadkommas till

$$\eta_{\text{stirling}} = 0,30 \text{ får vi}$$

$$\text{COP} = 0,30 \cdot 2,5 + 1 - 0,1 = 1,650$$

D v s en förbättring med

$$\frac{1,650}{1,525} = 8,2\%$$

Vid datorsimulering fås, då hela året betraktas, en förbättring av årsvärmefaktorn från 1,75 till 1,94 - detta förutsatt att en förbättrad motorverkningsgrad endast innebär en reducerad bränsleförbrukning. En höjning av årsvärmefaktorn fås alltså med:

$$\frac{1,944}{1,740} = 11,3 \%$$

En nackdel är att aggregatets värmeeffekt minskar på grund av att kylvattenvärme och avgasvärme minskar.

Om den förbättrade motorn förses med en större kompressor på ett sådant sätt att bränsleförbrukningen blir densamma som för dagens motor fås en förbättring från 1,74 till 1,88 d v s med

$$\frac{1,88}{1,74} = 7,9 \%$$

I detta senare fall ökar dessutom aggregatets uteffekt något från ca 40 kW till 43 kW.

I bilaga 10.2 redovisas huvuddata och förväntade dimensioner för ett stirling V160 värmepumpaggregat.

5.9 Diagram 1 - 13

**Begränsningskurva för maximalt 7 Kw axeleffektbehov
för kompressor Bitzer 4 P
Köldmedium R12, 1450 rpm, $\dot{V}=48,71 \text{ m}^3/\text{h}$**

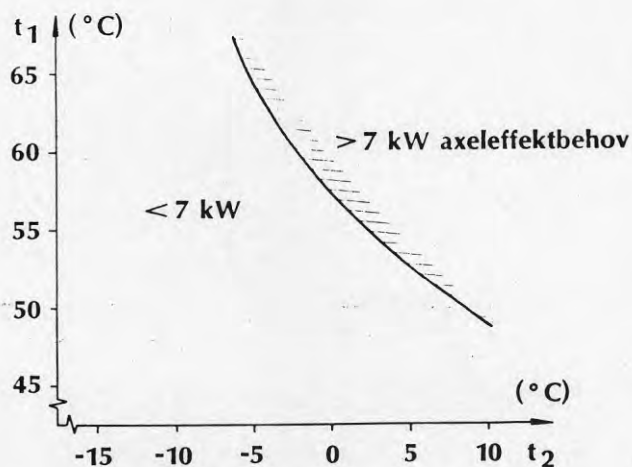


Diagram 5.1

Diagram 5.2

Total driftskostnad som funktion av kondensors kA-värde
Tills en. olja A 0,3 kr/kWh

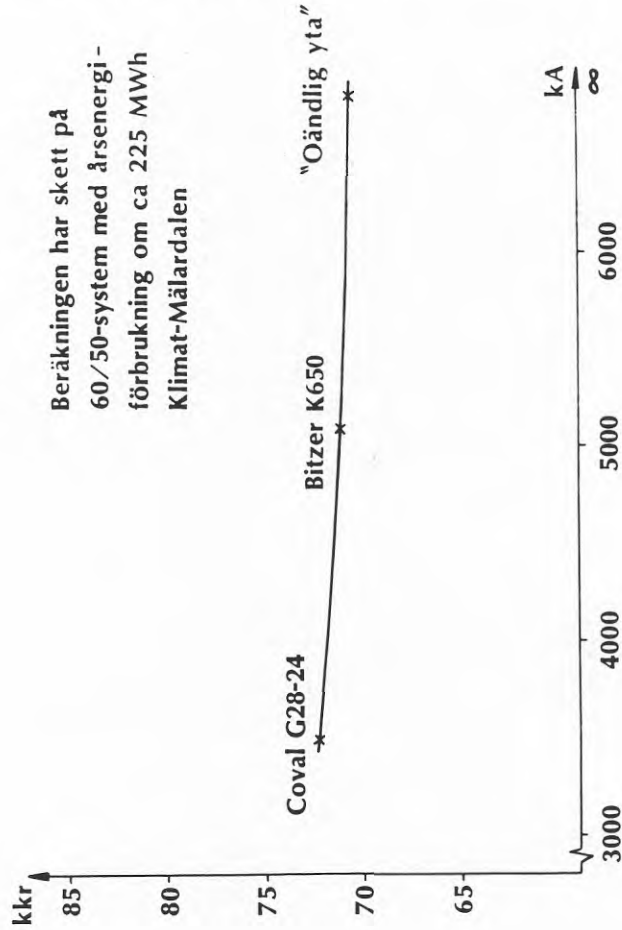


Diagram 5.3

Total driftskostnad som funktion av
förångares kA-värde
Tills en. olja Å 0,3 kr/kWh

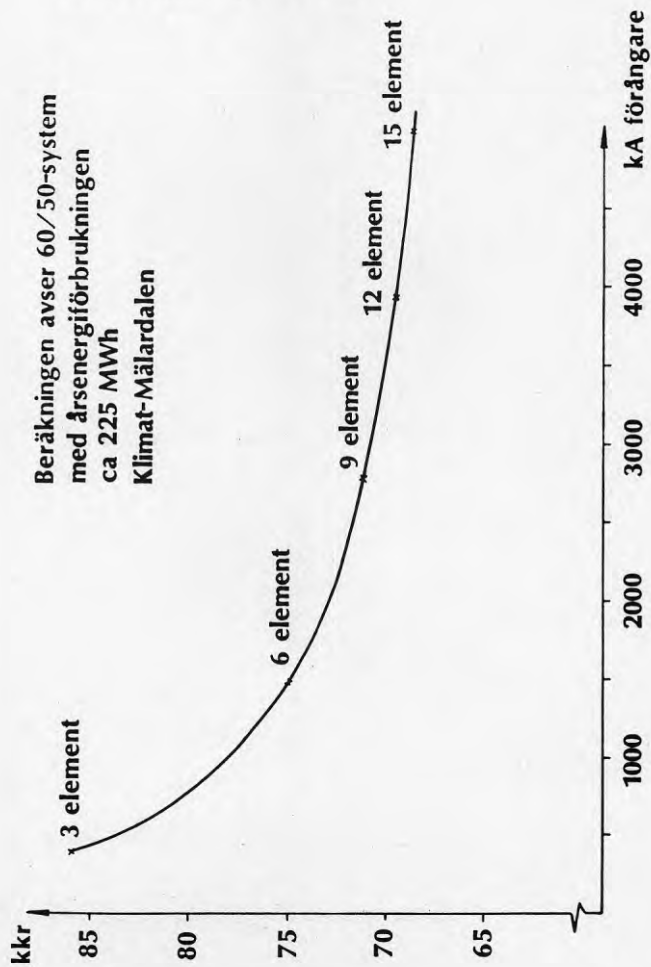


Diagram 5.4

$$\phi^{-1} = f(\dot{V}_{in,dim}^*) \quad \text{Klimat : Mälardalen}$$

55/45 Radiatorsystem vid $D_{ut} = -20^\circ\text{C}$

Årsenergiförbrukning = $\sim 400\text{MWh}$

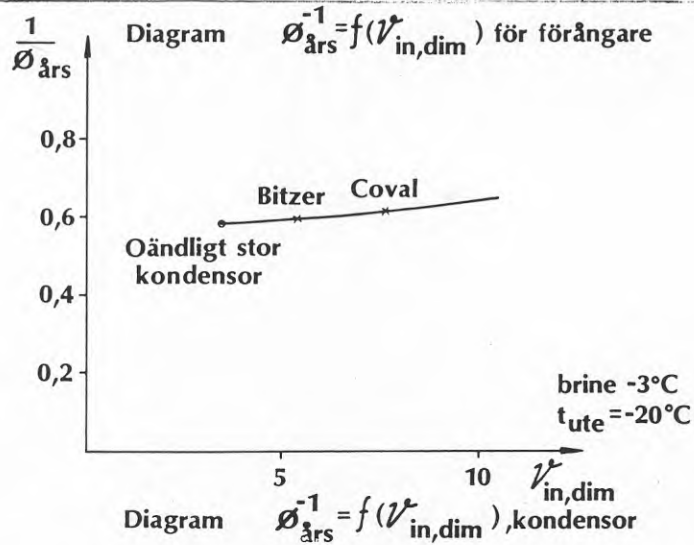
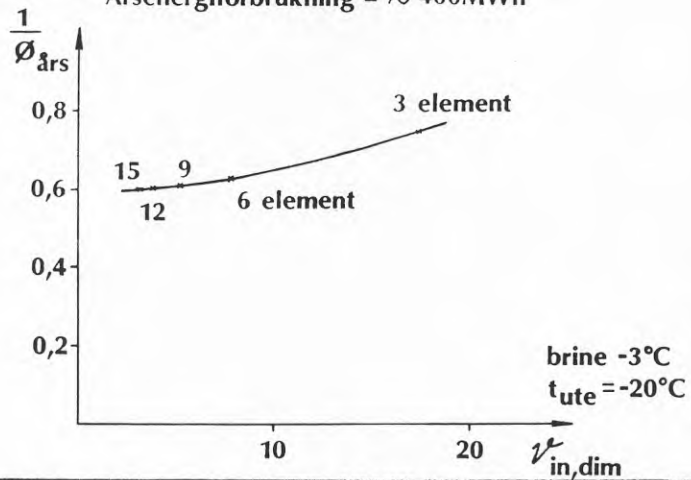


Diagram 5.5

Diagram 5.6

Kondensoreffekt som funktion av \dot{V}_{in}
 vid flöde ca 85 l/min
 R 12, $t_2 = -8$, $t_1 = 58^\circ\text{C}$

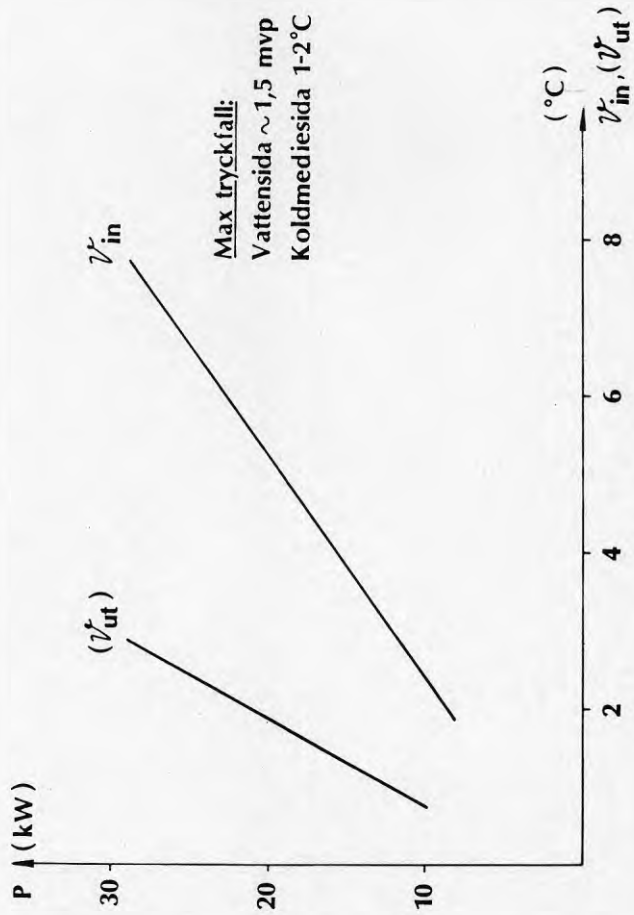


Diagram 5.7

Förångareffekt som funktion av \dot{V}_{in}
vid brineflöde 90 l/min
R 12 $t_2 = -8$, $t_1 = 58^\circ\text{C}$ Glykol 40%

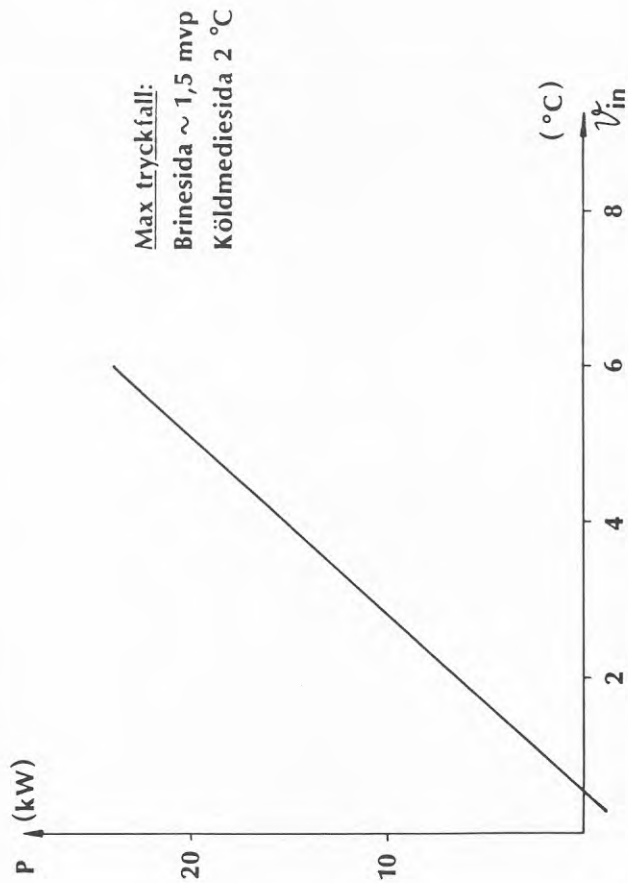


Diagram 5.8

Årlig drifttid som funktion av byggnadens
energibehov för uppvärmning
(55/45-system , $D_{ut} = -20^{\circ}\text{C}$)

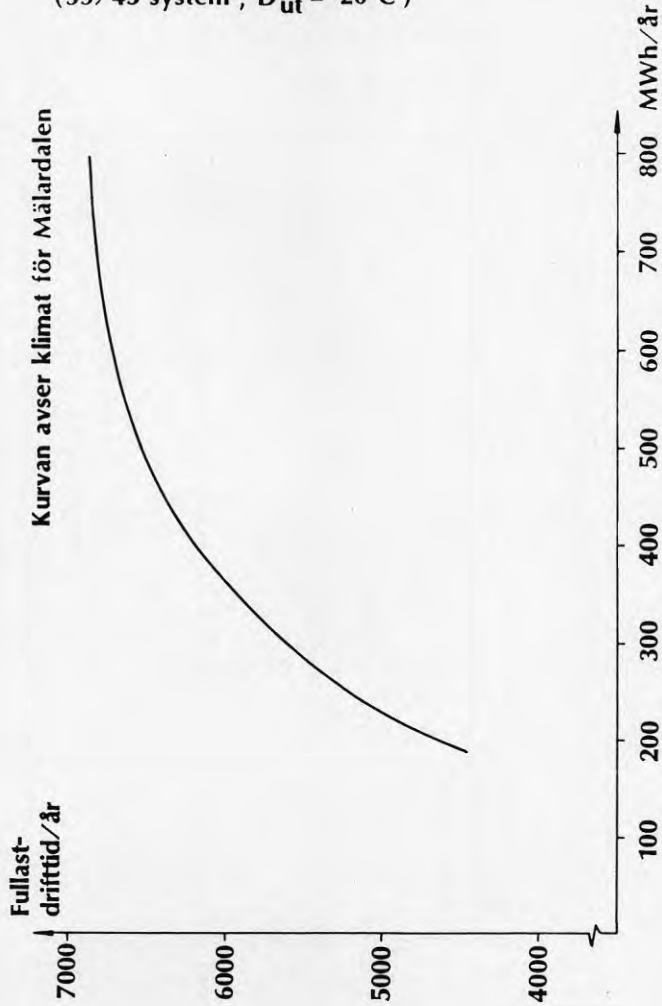


Diagram 5.9

Fördelningen mellan Drivenergi-Energibesparing-Tillsatsenergi som funktion av totalt värmebehov (55/45-system, ej tappvarmvatten)

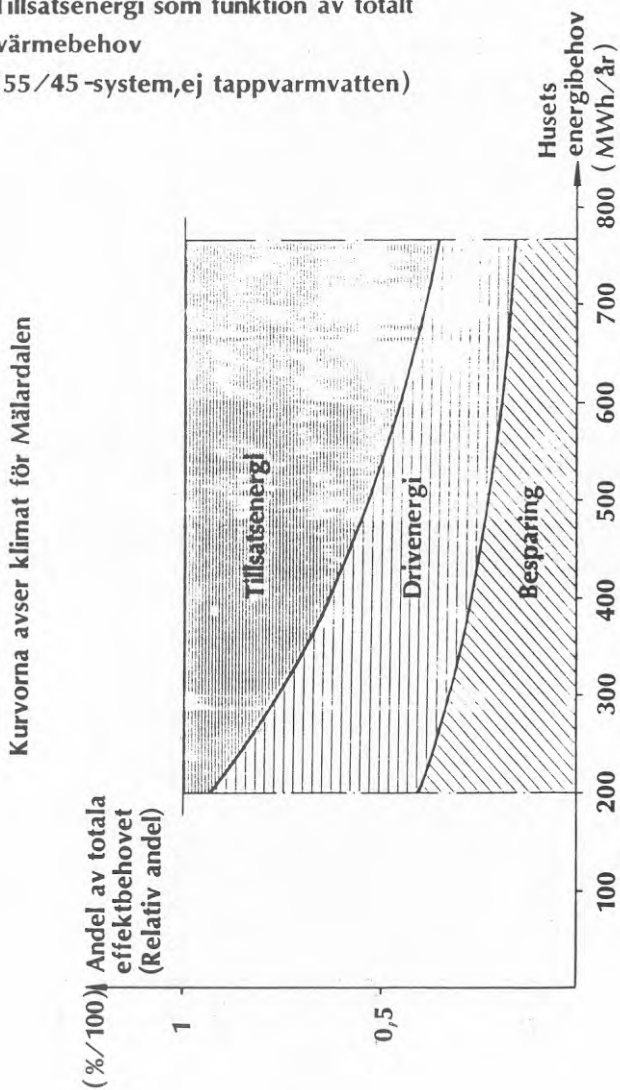


Diagram 5.10

Fördelningen mellan Drivenergi-Energibesparing-Tillsatsenergi som funktion av totalt värmebehov (55/45-system vid -20°C , ej tappvarmvatten)

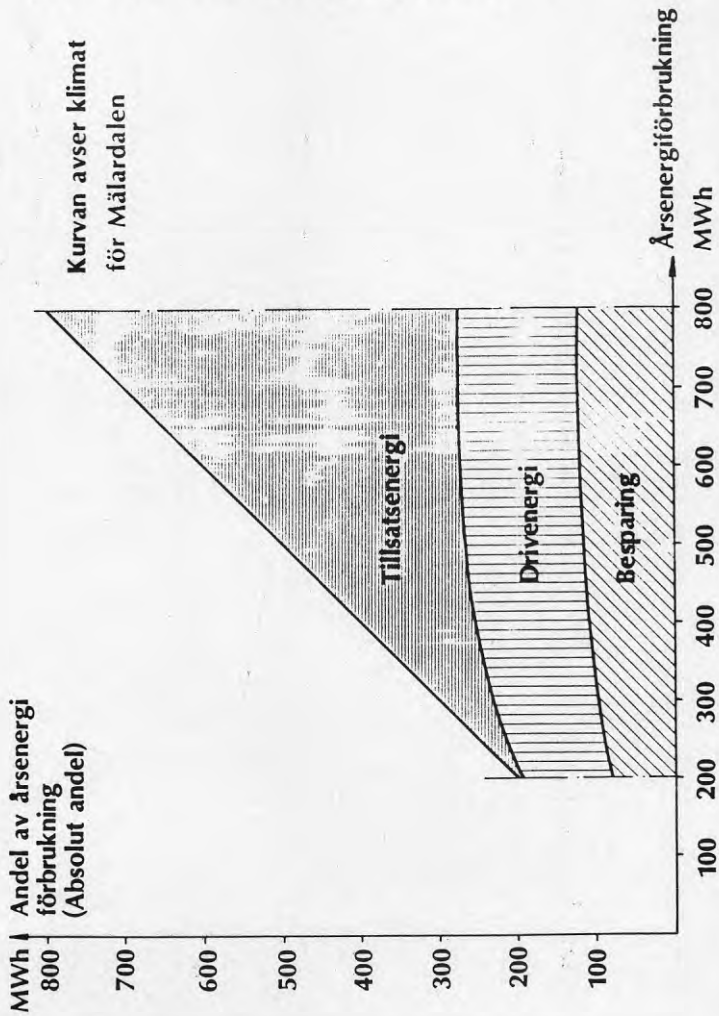


Diagram 5.11

Årsvärmefaktor som funktion av husets totala energibehov för uppvärmning
(55/45-system vid $D_{ut} = -20^{\circ}\text{C}$)

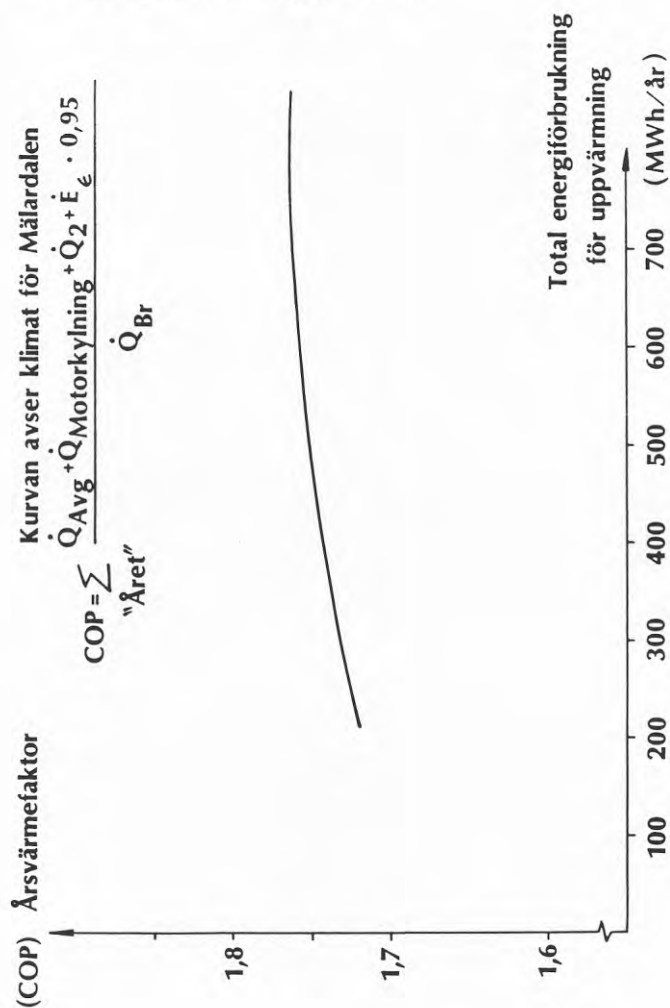
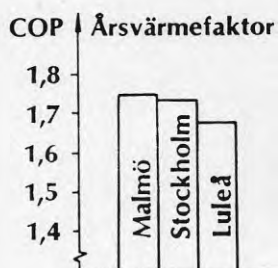


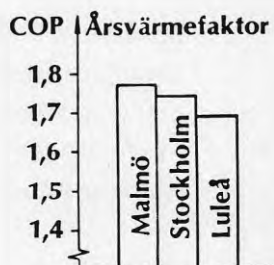
Diagram 5.12

Jämförelse mellan likvärdiga värmepumpinstallationer i Luleå-Stockholm-Malmö

Baserar sig på varaktighetskurvor ur klimatdata

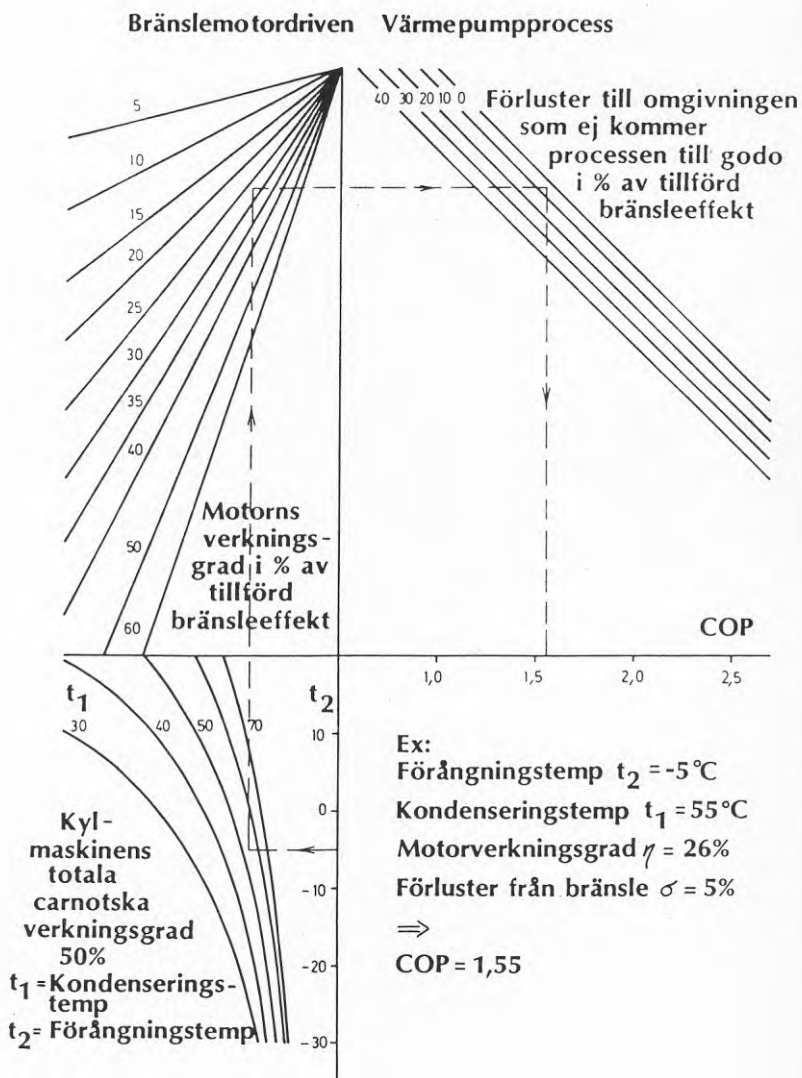


Jämförelse i årsvärmefaktor
vid lika stor årsenergi-
förbrukning
Årsenergiförbrukning =
400000 kWh



Jämförelse i årsvärmefaktor
vid lika stor dimensionerande
effekt
Dimeffekt 160 kW vid
 $t_{ute} = -20^{\circ}\text{C}$ och framledn.
till radiatorerna på $+55^{\circ}\text{C}$

Diagram 5.13



5.10 Anpassning av Stirlingmotor V160s förbränningssystem

För att kunna uppföra en prototyp- och demonstrationsanläggning på St. Essingen i Stockholm måste Stirlingmotor V160 anpassas för drift på stadsgas som bränsle, eftersom gasen redan finns i fastigheten. Arbetet inleddes med provdrift på stadsgas av en standard förbränningskammare för att erhålla en referensbas. Därefter har bränslesystemet omkonstruerats för att erhålla optimal bränsle/luftblandning, vilket inneburit en ny konstruktion med ejektorsystemet tryckåterkopplat till gasreduceringsventilen.

Förbränningssystemet är på detta sätt nu optimerat till en effekt som motsvarar dimensioneringspunkten för värmepumpsystemet i den planerade prototyp- och demonstrationsanläggningen.

Se vidare bilagor 10.1 och 10.4.

6. INKOPPLING TILL FASTIGHET

Som tidigare nämnts i rapporten kan en installation av det här slaget utföras på ett flertal olika sätt. Vi har valt att presentera tre olika principiella lösningar med olika komplexitet. Nedan följer en kort beskrivning av de tre alternativen.

Alternativ 1

Värmepumpen värmer värmesystemet och förvärmer tappvarmvatten. Detta är det absolut enklaste systemet av de tre. Värmepumpen är i princip inkopplad på värmesystemets returledning. Denna har då först värmväxlats mot inkommande kallvatten (till tappvarmvatten) som därmed förvärms. För flödes- och logikschema hänvisas till bilaga .

Alternativ 2

Värmepumpen värmer värmesystemet och förvärmer tappvarmvatten enligt alternativ 1. Dessutom slutvärms tappvarmvatten i en särskild beredare med hjälp av hetgasvärme. Detta innebär att värmepumpen försetts med en hetgasvärmväxlare som arbetar i en egen krets. För krets- och logikschema hänvisas till bilaga .

Alternativ 3

Värmepump värmer värmesystem alternativt varmvatten. Med hjälp av en växelventil kan systemet ställas om från värmning av tappvarmvatten till värmning av radiatorsystem. I alternativ 1 sker i princip dessa två driftfall samtidigt. För krets och logikschema hänvisas till bilaga .

Förtydligande av funktionsbeskrivning på installationschema

ALT 1

Styrutrustning för Stirling värmepump och värmepanna

Allmänt

Värmepumpen värmer värmesystemet och förvärmer tappvarmvatten. Värmepumpen och värmepannan styrs i sekvens och i steg värmepump - värmepanna att konstanthålla utgående värmebärarens temperatur i förhållande till aktuellt utetemperatur efter inställd reglerkurva.

Funktionsbeskrivning

Värmning av tappvatten.

- Internmonterad givare i elkasset styr in/ur effekter i steg för att konstanthålla varmvattentemperaturen till inställt värde $+70^{\circ}$ - $+80^{\circ}$ C.

VÄRMESYSTEM

- Cirk.pump P3 i värmebärande värmesystem i drift kontinuerligt.
- Givare GT1 i uteluft och givare GT2 i värmebärande värmesystem styrs via reglercentral att starta och stoppa driftsfall med funktion:
- Cirk.pump P1 för köldbärare att starta i drift.
- Cirk.pump P2 för värmebärande värmesystem att starta i drift
- Givare GT2 i värmebärare styr i förhållande till utetemp givare GT1 efter förinställd reglerkurva vid fallande temperatur via reglercentral i första steg i värmepump internmonterad kompressor att starta/stoppa med kapacitetsreglering och i andra steg oljebrännare i oljepanna att starta efter tidsintervall och givare PANNTERMOSTAT i tappvarmvattnet att konstanthålla temperaturen i värmepannan samt styrventil SV2 att reglera för att konstanthålla utgående värmebärande temperatur.
- Givare GT3 i värmebärare retur styr vid för hög returtemperatur att stoppa värmepumpen i drift för värmesystem (ej varmvattendrift)

Förinställda börvärden (inställbara)

Reglerkurva

GT1-GT2: Framtemp värmesystem $+65^{\circ}\text{C}$ vid utetemp -20°C .
 GT3: Max returtemp värmesystem värmepumpen $+60^{\circ}\text{C}$

Tidsintervall

Start oljebrännare: 2 tim. Fördröjning efter PANNTERMOSTAT:
 80°C / $+70^{\circ}\text{C}$ behovssignal.

ALT 2

Styrutrustning för Stirling värmepump och värmepanna

Styr- och reglerutrustning av elektroniskt och elektromekaniskt utförande för funktion enligt beskrivning.

Allmänt

Värmepumpen värmer värmesystem och förvärmer tappvarmvatten med kondensorvärme samt slutvärmer tappvarmvatten med hetgasvärme.

Värmepumpen och värmepannan styr i sekvens och i steg värmepumpen - värmepannan att konstanthålla utgående värmebärartemperatur i förhållande till aktuell utetemperatur efter inställd reglerkurva.

Funktionsbeskrivning

Värmning av tappvarmvatten.

- Givare GT4 i tappvarmvatten styr vid fallande temperatur via reglercentral att starta/stoppa cirkulationspump P4 för värmebärare i drift för att konstanthålla tappvarmvattentemperaturen till inställt värde $+55^{\circ}\text{C}$ - $+65^{\circ}\text{C}$.
- Internmonterad givare i elkasset styr in/ur effekten i steg för att konstanthålla tappvarmvattentemperaturen till inställt värde $+45^{\circ}$ - $+65^{\circ}\text{C}$.

VÄRMESYSTEM

- Cirk.pump P3 i värmebärande värmesystem i drift kontinuerligt.
- Givare GT1 i uteluft och givare GT2 i värmebärande värmesystem styrs via reglercentral att starta och stoppa driftsfall med funktion:
- Cirk.pump P1 för köldbärare att starta i drift.
- Cirk.pump P2 för värmebärande värmesystem att starta i drift
- Givare GT2 i värmebärare styr i förhållande till utetemp givare GT1 efter förinställd reglerkurva vid fallande temperatur via reglercentral i första steg i värmepump internmonterad kompressor att starta/stoppa med kapacitetsreglering och i andra steg oljebrännare i oljepannan att starta efter tidsintervall och givare PANNTERMOSTAT i tappvarmvattnet att konstanthålla temperaturen i värmepannan samt styrventilen Sv2 att reglera för att konstanthålla utgående värmebärartemperatur.
- Givare GT3 i värmebärare retur styr vid för hög returtemperatur att stoppa värmepumpen i drift för värmesystem (ej varmvattendrift)

Förinställda börvärden (inställbara)

Reglerkurva

GT1-GT2: Framtemp värmesystem $+65^{\circ}\text{C}$ vid utetemp -20°C
 GT3: Max returtemp värmesystem värmepumpen $+60^{\circ}\text{C}$

Tidsintervall

Start oljebrännare: 2 tim. Fördröjning efter PANNTERMOSTAT:
 80° / $+70^{\circ}\text{C}$ behovssignal.

ALT 3

Styrutrustning för Stirling värmepump och värmepanna

Styr- och reglerutrustning av elektroniskt och elektromekaniskt utförande för funktion enligt beskrivning.

Allmänt

Värmepump värmer värmesystem alternativt varmvatten. Tappvarmvattenvärmning är prioriterat driftsfall. Värmepumpen och värme-pannan styr i sekvens och i steg värmepumpen - värme-pannan att konstanthålla utgående värmebärartemperatur i förhållande till aktuell utetemperatur efter inställd reglerkurva.

Funktionsbeskrivning

Driftsfall 1. Värmning tappvarmvatten prioriterat driftsfall.

- Givare GT4 i tappvarmvatten styr vid fallande temperatur via reglercentral att starta driftsfall och givare GT5 i värmebärarens retur styr vid stigande temperatur via reglercentral att stoppa driftsfall med funktion:
- Cirk.pump P1 för köldbärare att starta i drift
- Cirk.pump P2 för värmebärare varmvatten att starta i drift
- Styrventil SV1 att öppna för varmvattensystem.
- Internmonterad kompressor att starta/stoppa för att konstanthålla tappvarmvattentemperaturen till inställt värde.

Driftsfall 2 Värmesystem

- Cirk.pump P3 i värmebärande värmesystem i drift kontinuerligt.
- Givare GT1 i uteluft och givare GT2 i värmebärande värmesystem styr via reglercentral att starta/stoppa driftfall med följande funktion:
- Cirk.pump P1 för Erinebärare att starta i drift.
- Cirk.pump P2 för värmebärande värmesystem att starta i drift.
- Styrventil SV1 att öppna för värmesystem.
- Givare GT2 i värmebärare styr i förhållande till utetemperatur givare GT1 efter förinställd reglerkurva vid fallande temperatur via reglercentral i första steg i värmepump internmonterad kompressor att starta/stoppa med kapacitetreglering och i andra steg oljebrännare i oljepanna att start efter tidsintervall och givare HANDTERMOSTAT i värmevattnet att konstanthålla temperaturen i värme-pannan samt styrventil SV2 att reglera för att konstanthålla utgående värmebärartemperatur.
- Givare GT3 i värmebärareretur styr vid för hög returtemperatur att stoppa värmepumpar i drift för värmesystem. (ej varmvattendrift)

Förinställda börvärden (inställbar)

Reglerkurva

GT1-GT2: Framtemperatur värmesystem $+65^{\circ}\text{C}$ vid utetemp. -20°C .
GT3: Max returtemperatur värmesystem värmepumpar $+60^{\circ}\text{C}$.

Tidsintervall

Start oljebrännare: 2 timmar fördröjning efter behovssignal.
PANNTERMOSTAT: $+80^{\circ}$ / $+70^{\circ}\text{C:d}$

GT4: Driftfall 1 i drift vid vattentemp under $+45^{\circ}\text{C}$.
GT5: Driftfall 2 ur drift vid vattentemp över $+60^{\circ}\text{C}$.

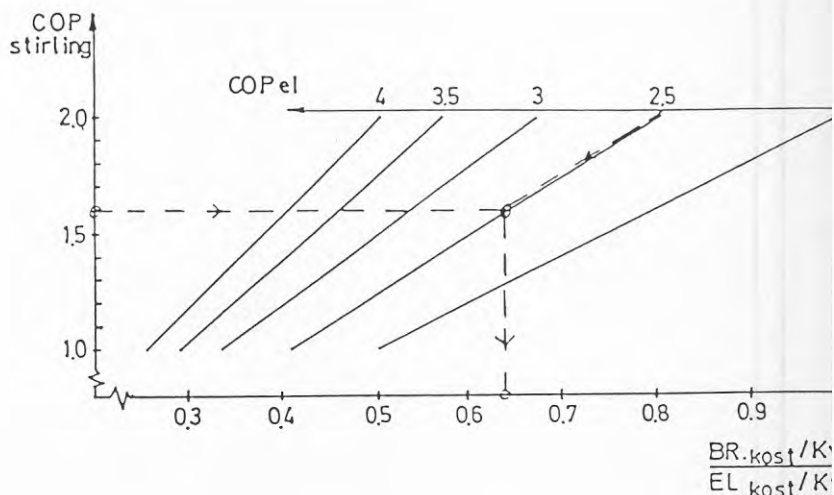
7. EKONOMISKA FÖRUTSÄTTNINGAR

Det huvudsakliga intresset i detta arbete har varit inriktat på det tekniska planet. Dock skall här översiktligt beröras ekonomin för en värmepumpapplikation av det här slaget.

7.1 Driftskostnader

Det ekonomiska utfallet är dels beroende på driftskostnader, dels på investeringskostnader.

Driftskostnader är i sin tur beroende på aggregatets värmefaktor och aktuellt bränslepris. Kostnaden för varje producerad kWh är lika med bränslekostnaden per kWh dividerad med värmefaktorn. Då vi i Sverige för närvarande har ett mycket lågt elpris, är vid en jämförelse med eldrivna värmepumpar bränslekostnader för de flesta bränslen för hög, för att motivera en investering i bränsledrivna värmepumpar.



Figur 7.1: Värmefaktorer för lika driftskostnad vid olika förhållanden mellan bränslekostnad och elkostnad.

I figur 7.1 är detta resonemang mer utvecklat. Där anges villkor för lika driftskostnad för eldrivna resp. bränsle drivna värmepumpar vad gäller elpris, bränslepris och värmefaktor (COP) för resp. värmepumptyper.

I figuren kan jämförelser göras, här illustrerat med följande exempel:

Exempel (inritat i figur)

Antag att årsvärmefaktorn för den bränsle drivna värmepumpen = 1,6 och för den el drivna = 2,5. Detta gör att förhållandet mellan bränslekostnad och elkostnad ej får överstiga 0,64 dvs bränslekost = 0,64 x elkostnad.

För att uppnå samma driftsekonomi för en bränsle drivna värmepump som för en el drivna vid ett elpris om 0,34 kr/kWh, får bränslepriset ej överstiga 0,22 kr/kWh i exemplet. Naturligtvis bör driftskostnaden kompletteras med ev. underhållskostnader.

7.2 Investeringkostnad

Kostnaden för en prototyp anläggning av det slag det här är frågan om kan knappast jämföras med vad motsvarande el drivna värmepumps aggregat skulle kosta idag. För att upprättnå ett konkurrenskraftigt pris måste naturligtvis en viss tillverkningsvolym uppnås.

7.2.1 Investeringkalkyl

Kalkylen för Stirling V160 värmepump baseras på en i basen existerande lågvolymproduktion - > 500 - < 1.000 st V160 basmotorer. Detta antagande utgår från nu pågående utvecklingsprogram och planerad kommersialisering (se kapitel 4 Stirlingmotortekniken).

Tillverkningsvolymen är antagen till 100 st värmepumpar. Följande uppskattning har gjorts med dessa förutsättningar.

Kalkyl

	Eldriven värmepump	Stirling V160 värmepump
	$Q_2 = 30 \text{ kW}$	$Q_2 = 18 \text{ kW}$
- Värmepump total värmeeffekt ut 45 kW inkl drivmotor	50.000:-	120.000:-
- Värmekälla 5 hål $\bar{\text{a}}$ 130 m inkl. slang sättnng resp. 3 hål $\bar{\text{a}}$ 130 m	120.000:-	75.000:- *)
- Installation VVS varma sidan	150.000:-	150.000:-

- Installation el	15 - 30.000:-	1.000:-
- Bränslesystem	-	4.000:-

Total investeringskostnad:	335 - 350.000:-	350.000:-

*) 3 hål á 130 m

Kommentar:

De större skillnaderna i kalkylen förutom värmepumpen, som kommenterats ovan, återfinns vid värmekällan och elinstallationen. Att kostnader i värmekällan kan reduceras med Stirling VP beror på återvinningen av värmen i motorns kylvatten och avgaser. Elinstallationen för en Stirling VP begränsas till ett 1-fas uttag på väggen.

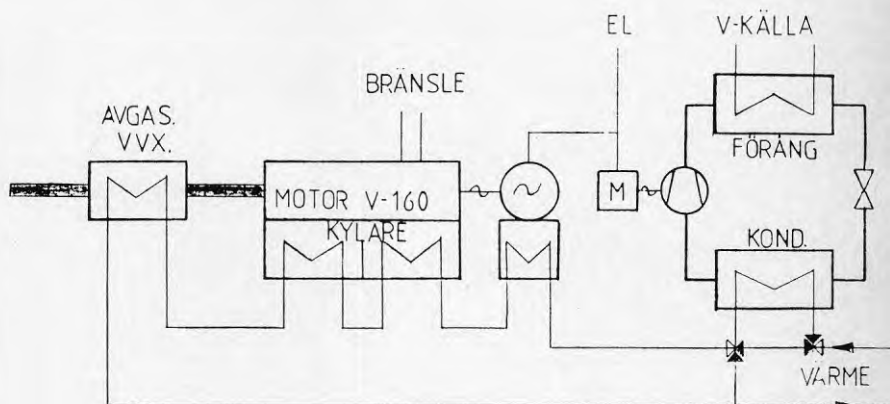
8. SMÅSKALIG KRAFTVÄRME MEDELST STIRLINGMOTOR

I detta kapitel diskuteras teknisklösningar för småskalig kraftvärme som kan kombineras med t ex värmepumpar.

Det som kommer att behandlas här är de delar i systemlösningen som skiljer sig mot redan diskuterade system för en direktdriven värmepump i kapitel 5.

8.1 Systemlösning

Eftersom en tänkbar systemlösning är ett s k kraftvärme aggregat elektriskt kopplat till en eldriven värmepump skall vi här helt kort beröra driftsegenskaper och ekonomiska aspekter för ett sådant system.



Figur 8.1 Systemlösning

Den stora skillnaden jämfört med en direktdriven stirling värmepump är att här får stirlingmotorn driva en elgenerator som i sin tur försörj elmotorn i värmepumpen med drivenergi. Detta i stället för en direkt mekanisk koppling. En icke direktdriven överföring innebär naturligtvis en förlust både verkningsgrad- och effektmässigt. Fördelen är, som tidigare diskuterats i denna rapport, att den alstrade elenergin kan användas till andra apparater t ex vid strömavbrott eller då värmebehov endast föreligger till en mindre del (motorns kylvattenvärme).

En tänkbar driftsstrategi vore att "producera" elenergi då detta kan göras till lägre kostnad än elenergi från elnätet, eller då som tidigare nämnts värmebehov ej föreligger i någon större utsträckning. I övriga fall får generatormotorn driva värmepumpen och värma fastigheten tillsammans med kylvattenvärme och avgasvärme som tidigare i denna rapport. Möjligheten finns dessutom att alltid låta stirlingmotorn gå på full effekt och låta överkapaciteten i elenergi, p g a lågt värmebehov gå ut som t ex hushållsström eller på annat sätt tillgodogöras. Detta skulle innebära ett maximalt utnyttjande, vilket naturligtvis är gynnsamt.

8.2 Prestanda

Naturligtvis resulterar energiomvandlingen i generatormotorn i en förlust. Till denna tillkommer förlusten för elmotorn till kylkompressorn. Verkningsgraden för dessa processer skulle resultera i en försämring av systemets prestanda ungefär på samma sätt som en försämrad verkningsgrad för stirlingmotorn.

Detta innebär att en överslagsmässig beräkning av förväntad värmefaktor lätt kan göras i diagram 13, kap 5. Om samma förutsättningar ges blir med en verkningsgrad på kraftöverföringen på ca 0,8 värmefaktorn försämrad från 1,55 till 1,4.

En jämförelse mellan direktkopplad drift och drift via kraftvärmesystem finns gjord i diagram 8.1. Den baserar sig på databeräkning gjord över en hel uppvärmningsperiod.

För förutsättningar se pkt 5.7. Verkningsgrad för överföringen har satts till 0,8. En effekt av att effektöverföringen ej sker utan förluster är att uteffekten för värmepumpen ökas så länge kompressornas effektbehov kan täckas av kraftvärmesystemets produktionskapacitet (diagram 8.2). Detta innebär, om priset för drivenergi kontra kostnaden för tillsatsenergi är av samma storleksordning, att driftskostnaden i detta fall blir i princip lika p g a den större täckning av energibehovet som erhålls. En jämförelse görs i diagram 8.3 som erhållits med förutsättningar enligt pkt 5.7. I denna kan vi se att det totalekonomiska utfallet blir detsamma p g a den större täckning av energibehovet som fås vid generator-elmotor fallet.

8.3 Ekonomi

Anläggningskostnaderna för små naturgasdrivna kraftvärmeverk med stirlingmotorer har relaterats till en tillverkningsvolym av 8-10.000 motorenheter per år. Driften av anläggningarna sker helt automatiskt via ett mikrodatorbaserat styrsystem. Av detta erhålles elproduktionskostnaderna för en naturgasdriven stirlingmotoranläggning till 460 kr/MWh. Kalkylförutsättningarna redovisas i tabell 1.

Tabell 1. Förutsättningar för kalkyl *)

Motortyp	V160
eleffekt kWe	8

Värmeffekt kW	20
Totalverkningsgrad %	95
Utnyttjandetid 1.000 h/år	3
Livslängd år	10
Specifika kostnader	
- Kapital kr/kWe	5.500
- Underrhåll kr/MWhe	30
- Bränslepris kr/MWhb	185

*) Uppgifterna från "småskalig kraftvärme" utgiven av Statens Energiverk 1986:1.

8.4 Tidigare projekt

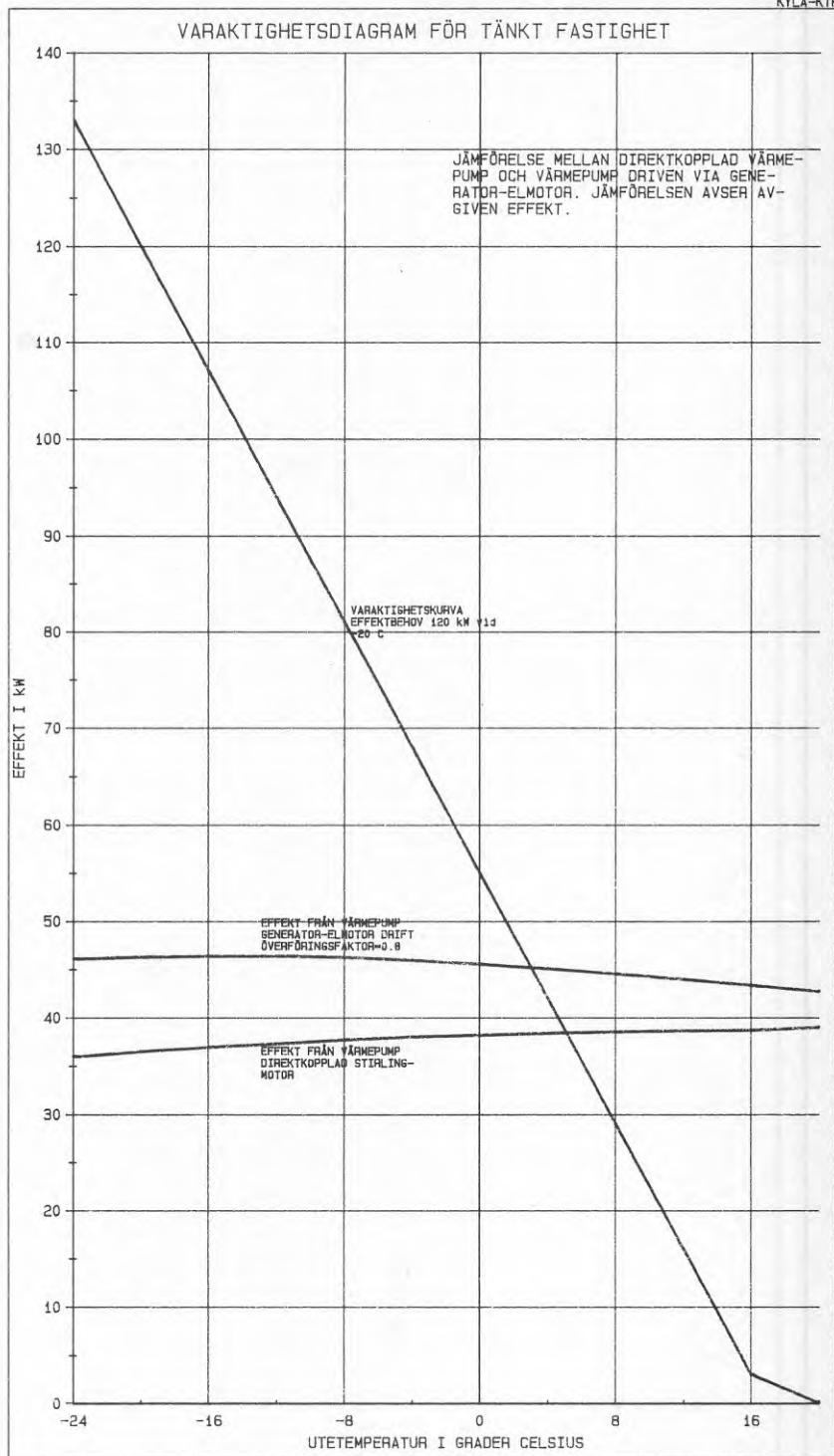
Statens Energiverk har lämnat bidrag till uppförande av två P o. D anläggningar med stirlingmotorer för småskalig kraftvärme. Båda anläggningarna drivs med gasbränsle och är uppförda i anslutning till växthus, där man också tillgodogör sig CO₂-gödsling via motorns avgaser. Härvid kan anläggningarnas totalverkningsgrad bli hela 99%.

Vid Viborgs stads sophanteringsanläggning i Danmark har United Stirling uppfört en P o. D kraftvärmeanläggning ansluten till Viborg stads fjärrvärmesystem. Anläggningen finansieras av Danska energiministeriet och Europeiska forskningsunionen.

Anläggningen drivs med metangas utvunnen ur en äldre avfallsdeponeringsplats. Metangasen varierar i kvalitét i form av metangas innehåll samt är nedsmutsad av diverse ämnen. Dessa faktorer påverkan på Stirlingmotorns prestandas tillförlitlighet och livslängd studeras i ett treårigt försöksprogram.

Diagram 8.1

KYLA-KTH



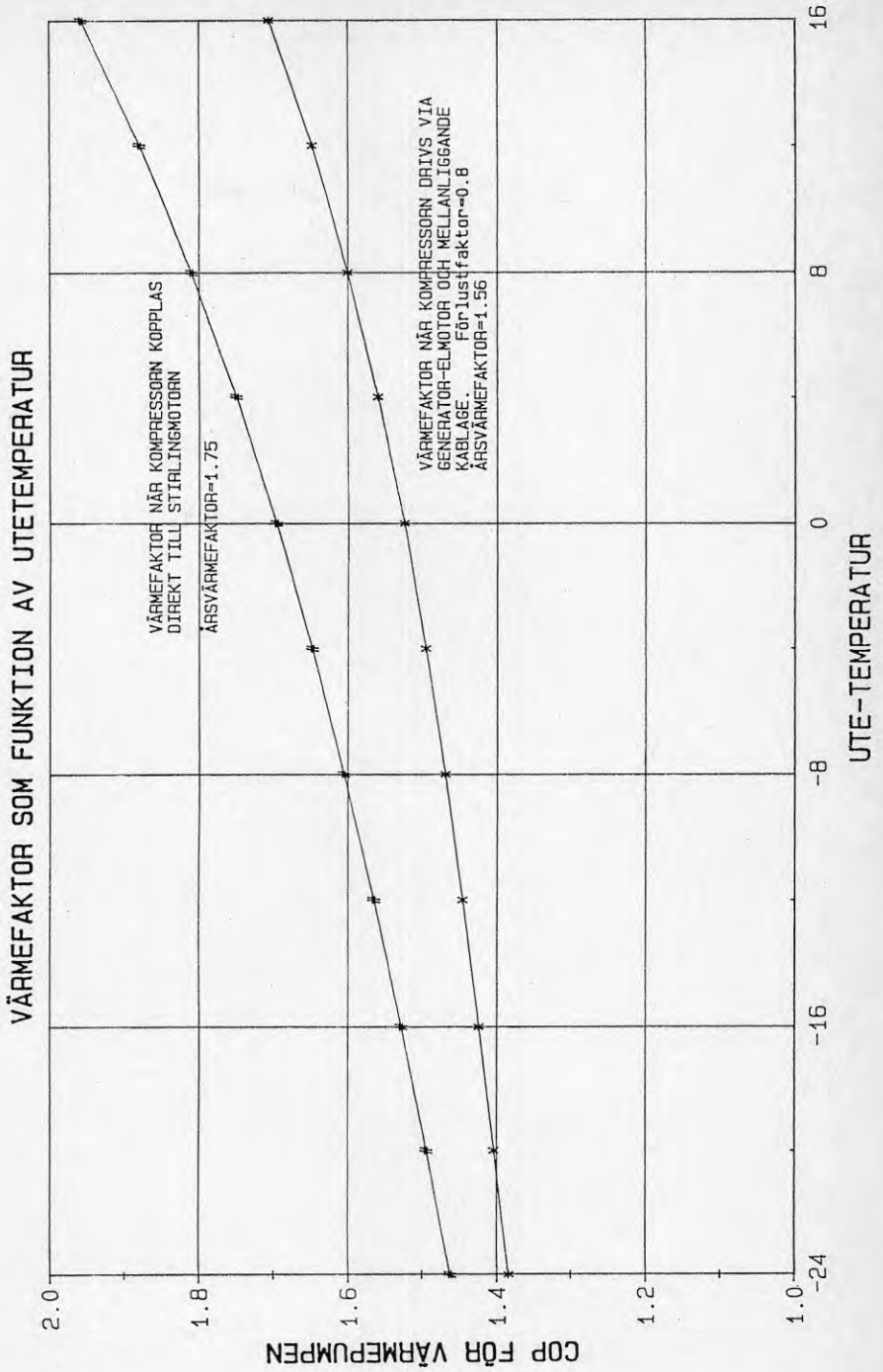


Diagram 8.2

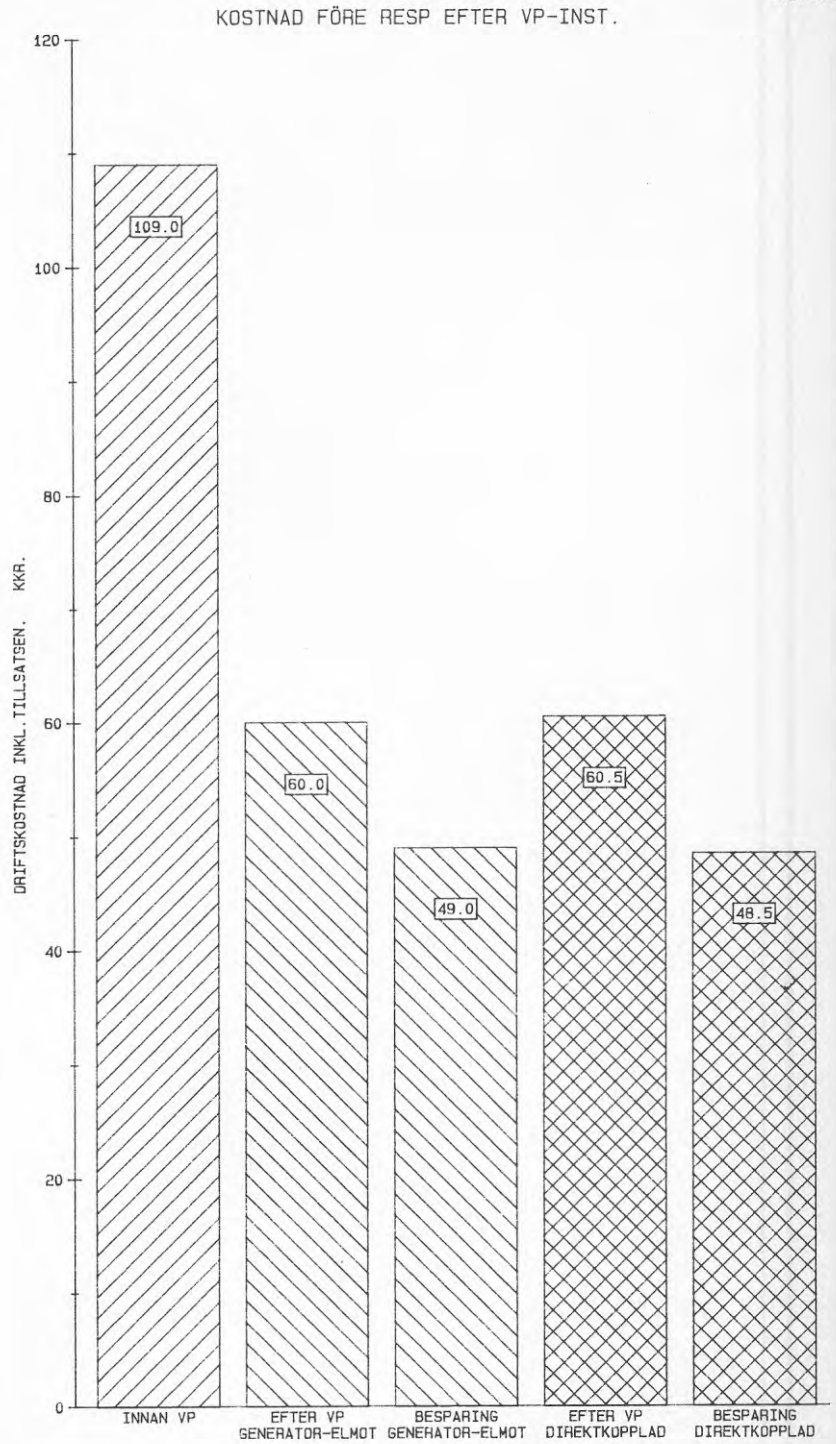


Diagram 8.3

9. FÖRSLAG TILL FORTSÄTTNING

Denna rapport har tyngdpunkten lagd på att utreda och diskutera förutsättningarna för en direktdriven stirlingvärmepump. De förslag till fortsättning som här redovisas är följande:

- en P o D anläggning avseende stadsgaseldad direktdriven stirling V160 värmepump.
- en P o D anläggning avseende stadsgas eldad småskalig kraftvärmeanläggning kombinerad med eldriven värmepump.
- en vidareutveckling av den befintliga P o D anläggningen avseende gasoeldad direktdriven stirling V160 värmepump på sjöbefälsskolan i Härnösand.

Kalkyler har utarbetats som täcker alla aktiviteter under uppförande och genomförandefas av en prototyp- och demonstrationsanläggning.

9.1 P o D anläggning, Stirling - Värmepump

Efter framtagning av specifikation och tillverkningsunderlag läggs själva värmepump-delen ut på entreprenad. Därefter sker kvalificeringstest av värmepump i en simulerad bergvärmes-trigg.

Vid erhållna specificerade prestanda installeras Värmepump i fastigheten på St. Essingen tillsammans med ett datoriserat mätdatainsamlingssystem.

Projekttiden är beräknad till tre år under vilken tid uppföljning och utvärdering kan genomföras av KTH i Stockholm efter insamling av driftsdata.

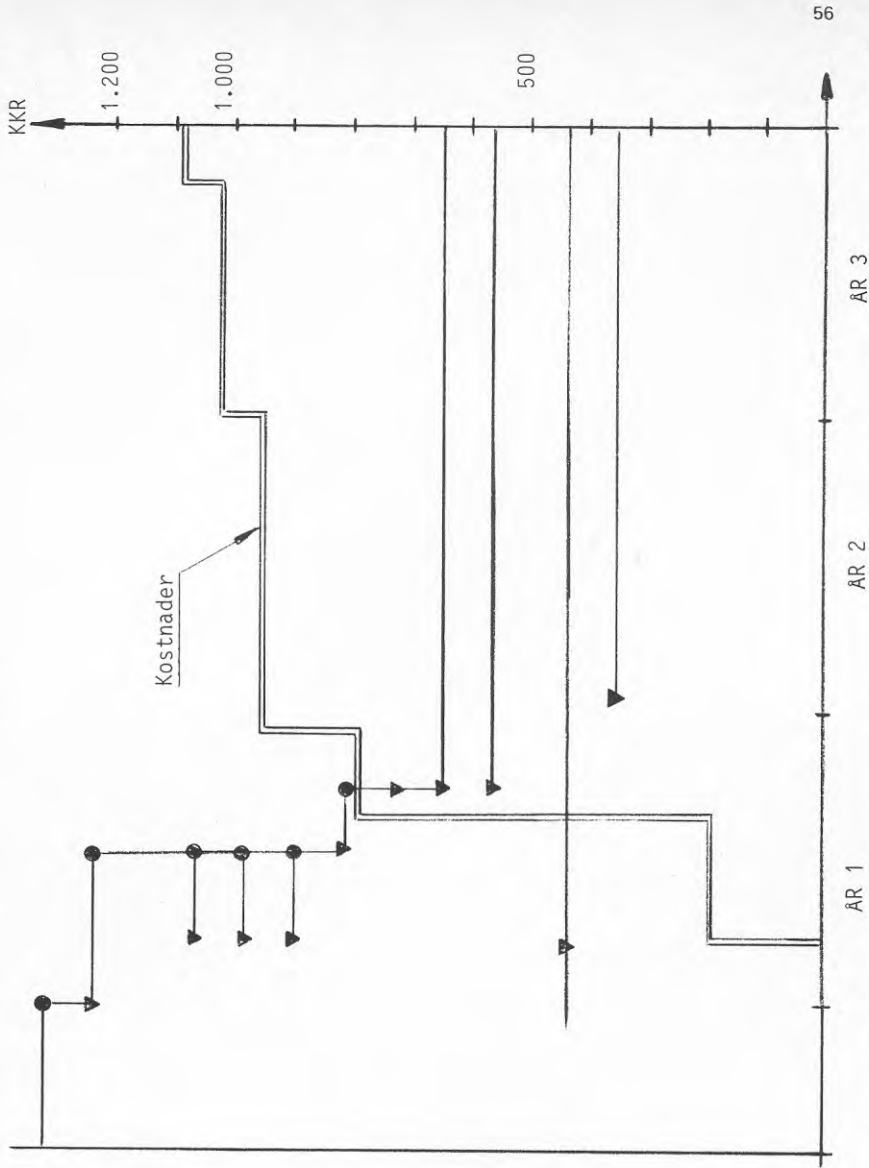
9.2 Aktiviteter - Tidplan - Kostnader

Se figur 9.1

AKTIVITETSPLAN - TIDPLAN - KOSTNADER

Aktiviteter

- Förstudie V.P.
- "Spec" tillverkning U-lag
sammanslagning VP
test av VP i USL Tabb.
- Dokumentation av VP
- Materialanskaffning
- Mätutrustning
- Installation av VVS/EL/GAS
- Drifttagning
- Underhåll
- Ersättning till fastighets-
ägaren
- Projektstyrning
- Utvärdering/Rapport



I denna kalkyl har inte kostnaderna vid Institutionen för mekanisk värmeteori och kylteknik medtagits innefattande bl a prov av kompressor.

Figur 9.1

9.3 Kalkyl prototyp stadsgaseldad stirlingmotordriven värmepump

Projektetid: 3 år

VP komplett:	568.000:-	
Mätutrustning: (-log)	100.000:-	därefter 20.000/år
Driftunderhåll:	50.000:- "	20.000/år
Ersättning till husägare:	10.000:- "	<u>10.000/år</u>
Installation VVS/el/gas:	40.000:-	100.000 (2 år)
Projektstyrning	50.000:-	

	828.000:-	

9.4 Förslag till kombinerad P & D anläggning för kraftvärme och värmepump

Ett fortsatt projekt som kombinerar kraftvärme och värmepump har flera aktiviteter som är likartade med den direktdrivna värmepumpen.

Vad det gäller värmepumpsdelen system ingår ej hetgasvärmväxlare enligt samma resonemang som förs i pkt 5.2.

Värmekällan är bergvärme med hänvisning till kap 5.3. Fastighetens värmebehov hänvisas till kap. 5.4.

Värmepumpen har valts att vara en pump med 5,5 kW driveffekt och värmeeffekt ut: 16,5 kW.

Kalkyl

Stirling ^{*)} V160 kraftvärmeaggregat	225.000:-
Värmepump prototyp	80.000:-
Test. KTH	100.000:-
Mätutrustning	100.000:-
Installation VVS/el/gas	40.000:-
Projektstyrning	50.000:-
Drift/Underhåll	50.000:-

	645.000:-

*) kpl. enhet med synkrogenerator.

9.5 Kalkyl för revidering av nuvarande värmepump installerad i Härnösand.

Avsikten är att införa delar av resultaten från förstudien både på värmepumpsdelen och V160 motorer.

Aktiviteter

Optimering av kondensor/förångare.
Mätdata för utvärdering via telefonmodem
Eliminera hetgas VVX
Öka V160 motorns verkningsgrad med 2 % enheter.

Kalkyl

Revidering av V160 motor och värmepumpsdelen samt provkörning och idrifttagning. Kostnad 235.000 - 300.000 SEK.

10. BILAGOR

10.1 Stirlingmotor V160 prestandasammanställning

Bilaga 1-6

Bilaga 1

Diagrammet visar en gaseldad V160-motors prestanda avseende effekt och motorverkningsgrad vid olika driftsbetingelser som funktion av motorvarvtalet. Den beräknade punkten med heliumgas, 720 °C gastemperatur samt 15 MPa gstryck har även verifierats vid laboratorieprov.

Bilaga 2

Diagrammet visar även här V160-motorns prestanda avseende effekt och motorverkningsgrad som funktion av motorvarvtalet. Mätningarna är utförda på 8 st motorer i laboratorieprov. Kurvan med beteckningen gasol och vätgas visar förändringen som sker vid övergång från diesel som bränsle och helium som arbetsgas till gasol och vätgas som bränsle resp. arbetsgas.

Bilaga 3

Diagrammet visar vridmoment och axeleffekt som funktion av motorvarvtalet och med motorverkningsgradskurvor inlagda.

Bilaga 4

Diagrammet visar momentkaraktäristik som funktion av motorvarvtalet vid tre olika cykelarbetstryck på heliumgasen i motorn.

Bilaga 5

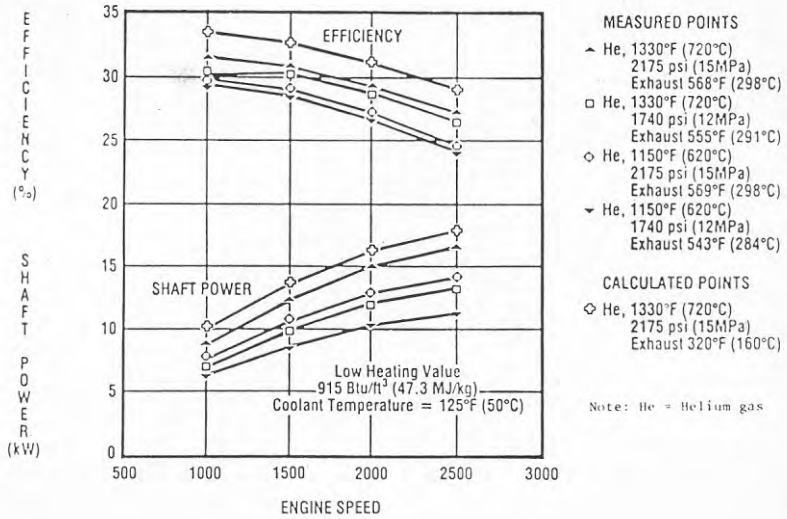
Diagrammet visar axelverkningsgrad och axeleffekt som funktion av motorvarvtal samt karaktäristikförändringar vid varierade cykelarbetstryck på heliumgasen i motorn.

Bilaga 6

Diagrammet visar i samlad form de tidigare separat redovisade diagrammen.

Exempelvis vid cykeltryck 12 MPa och 1.500 rpm har följande motordata utlästs:

- vridmoment 49 Nm
- motoreffekt 7,6 kW
- verkningsgrad 25,2%

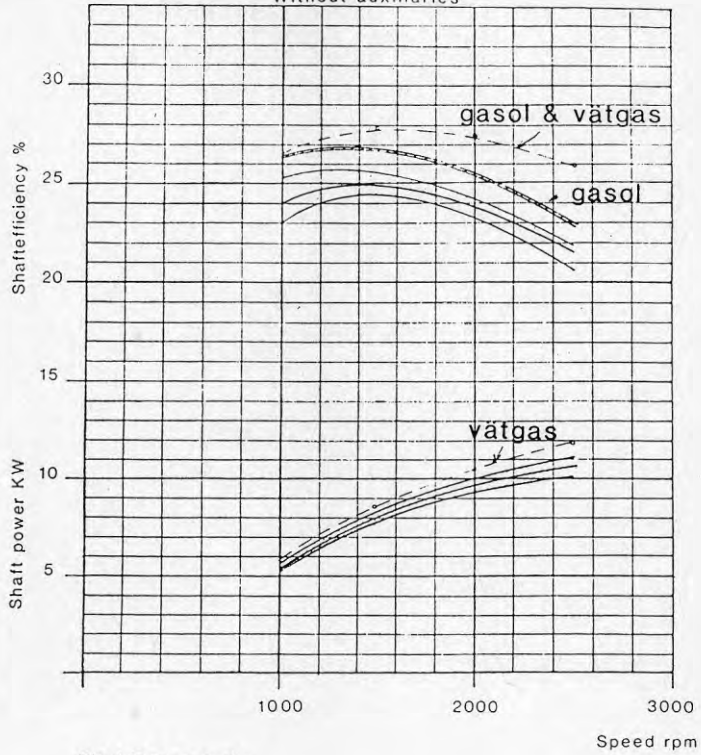


V160 GAS-FIRED ENGINE PERFORMANCE
WITHOUT AUXILIARIES

PERFORMANCE DATA V160E

Measured spreading on 8 E-engines

Without auxiliaries



Working gas: He

Gas temp: 620°C

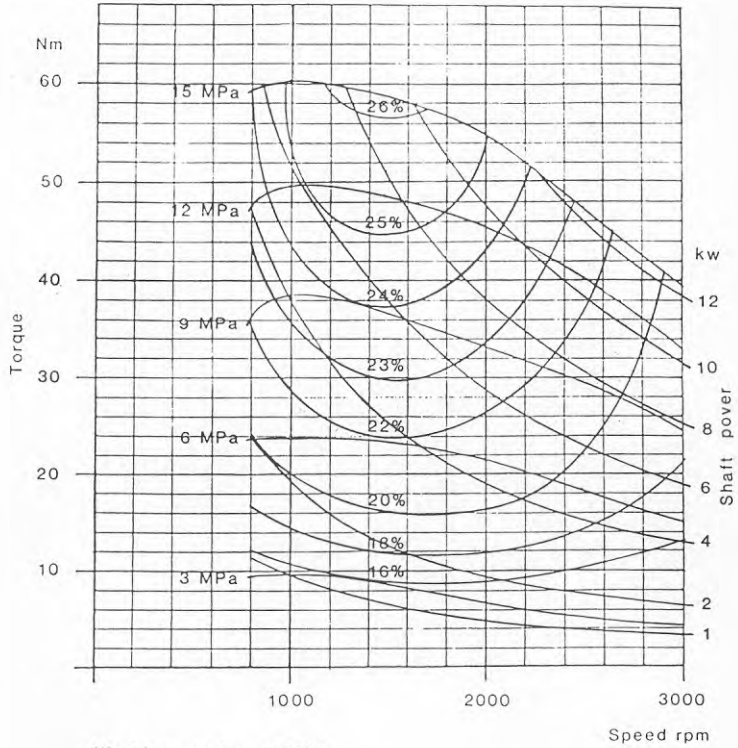
Coolant temp: 50°C

Mean pressure: 12 MPa

Fuel: Diesel

PERFORMANCE DATA V160

Measured on E-engines standard



Working gas He 620°C

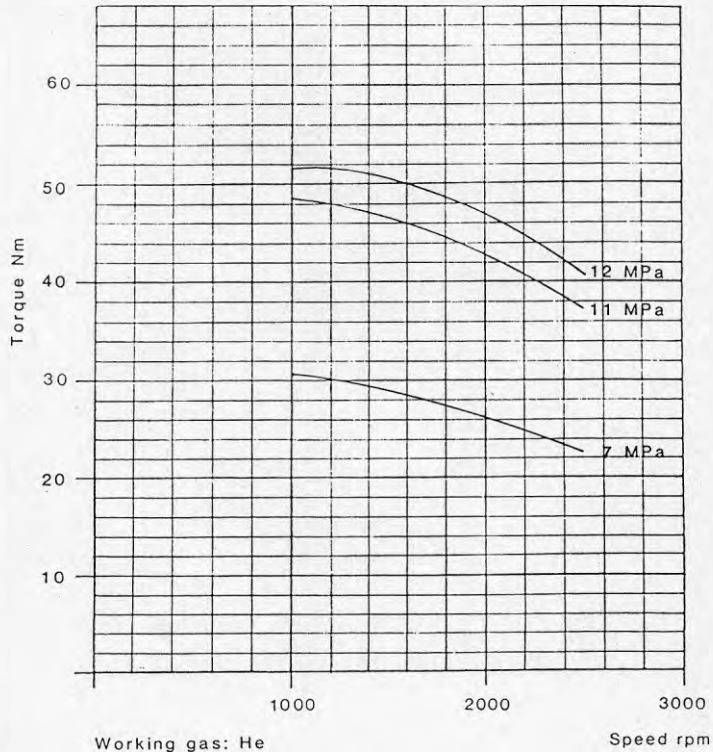
Cooling temp 50°C

Fuel Diesel

Without auxiliaries

PERFORMANCE DATA V160E

Whithout auxiliaries



Working gas: He

Gas temp: 620 °C

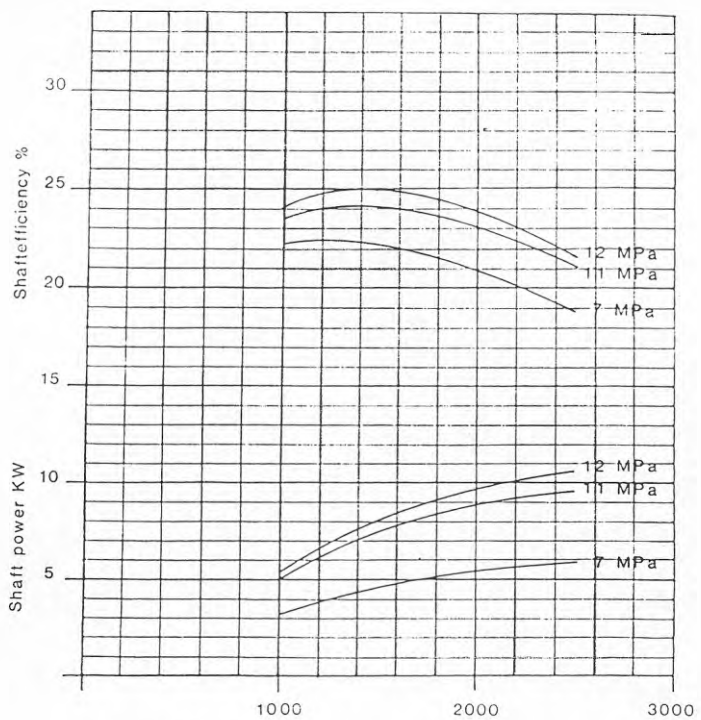
Coolant temp: 50 °C

Fuel: Diesel

Speed rpm

PERFORMANCE DATA V 160 E

Without auxiliaries



Working gas: He

Gas temp: 620 °C

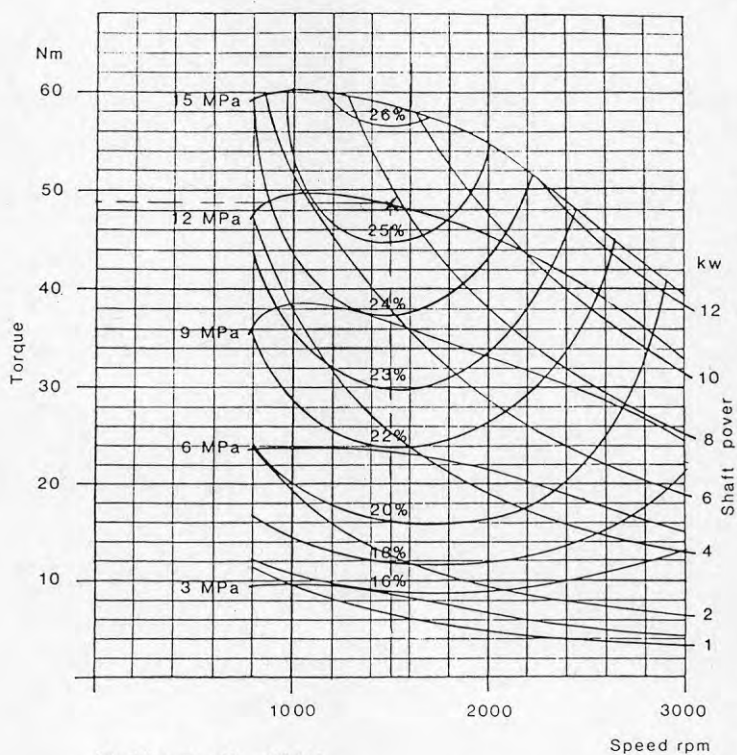
Coolant temp: 50 °C

Fuel: Diesel

Speed rpm

PERFORMANCE DATA V160

Measured on E-engines standard



Working gas He 620°C

Cooling temp 50°C

Fuel Diesel

Without auxiliaries

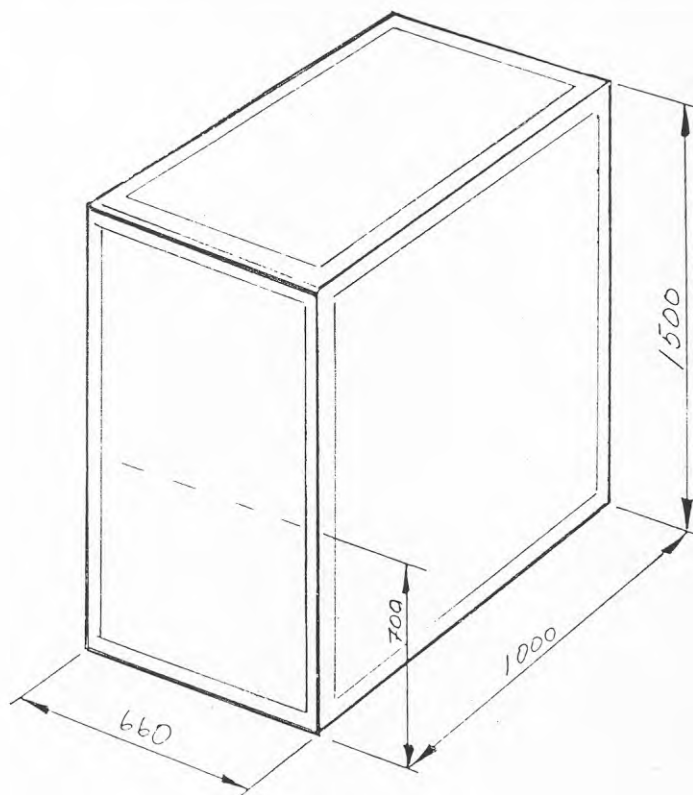
Diagrammet visar i samlad form de tidigare separat redovisade diagrammen.

Exempelvis vid maximalt cykeltryck 12 MPa och 1500 rpm har följande motordata utlästs:

- Drivmoment 48 Nm
- motoreffekt 7,6 kW
- verkningsgrad 25,2%

85.08

10.2 Specifikation - Stirling V160 Värmepump



Total vikt:	380 kg
Värmeeffekt:	42 kW x)
Motor/Kompressor:	Stirling V160/Bitzer 4 PS
Bränsle:	Stadsgas (alt, gasbränslen)
Ljudnivå:	< 55 dB(A) (1 m avstånd)
Köldmedia;	R 12

x) {	förångning	- 4°C
	kondensering ungefär	+ 48°C
	förångare:	Q ₂ = 18 kW vid $\begin{matrix} \text{in} \\ \text{brineflöde} \end{matrix} \begin{matrix} 4,3^\circ\text{C} \\ 90 \text{ l/min} \end{matrix}$
	kondensator:	Q ₁ = 24 kW vid $\begin{matrix} \text{in} \\ \text{returflöde} \end{matrix} \begin{matrix} 4^\circ\text{C} \\ 85 \text{ l/min} \end{matrix}$ (genom kondens.)

10.3 Kort beskrivning av dataprogram för stirlingmotordriven värmepump

Byggnadens värmebehov simuleras enl inprogrammerade klimatdata för antingen Malmö, Stockholm eller Luleå.

Som indata anges:

- Köldmedium (R12, R22)
- Kompressors slagvolym
- Köldbärlöflöde
- Temperatur på köldbärare
- Förångarstorlek
- Vattenflöde i radiatorsystemet
- Framledning resp. returtemp vid -20°C .
- Kostnad för tillsatsenergi
- (mm)

Vid inmatning kan även systemlösning väljas:

- Kondensorn före motorkylningen eller
- motorkylningen före kondensorn

Programmets funktion i korthet

Efter inmatning av beskrivna data börjar programmets exekivering genom att lägsta uppträdande utetemperatur omsätts. Returtemperaturen för radiatorsystemet beräknas liksom även köldbärarens temperatur. Utifrån detta levereras en förångning och kondenseringstemperatur fram. Dessa svarar mot vald kompressors katalogdata och vald förångare resp. kondensor karakteristik. Därefter beräknas bränsleeffektbehovet dvs den värmeeffekt som krävs för att driva kompressorn. Nu kan kylvatten- och avgasvärmeeffekt beräknas. Detta tillsammans leder till att aggregatets värmefaktor i varje driftsfall kan beräknas.

Detta förlopp upprepas nu för en ny utetemperatur. När hela uppvärmningsperioden simulerats kan årsvärmefaktor och total driftskostnad beräknas genom att ta hänsyn till den tid varje klimat uppträder per år.

I resultatet redovisas följande data:

Framledningstemperatur från värmepumpaggregat (t_f)

Total effekt (Q_{tot})

Värmefaktor för aggregatet (COP)

KA-förångare

Förångnings- och kondenseringstemperatur (t_1, t_2)

Kondensor- och förångareffekt (Q_1, Q_2)

Kompressorns effektbehov (E_k)

Motorns bränslebehov (Q_{mb})

Kylvatteneffekt (Q_{mk})

Avgasvärmeeffekt (Q_{ma})

Förlusteffekt (Q_f)

Gasförbrukning m^3/h (abr)

Returtemperatur (t_r)

Motorkylvattentemperatur (t_{m2})

Fastighetens värmebehov (Q_{beh})

Framledningstemp. ($T_{F,beh}$)

Energi från värmepump (Prod. En)

Tillsatsenergi (Tills. En)

Drifttid för värmepump inom varje driftsintervall (Drifttid vp)

Drifttid i procent av kalendertid inom betraktat temperaturintervall (DRIFT %)

Slutligen beräknas för hela året:

- Total värmeproduktion
- Total bränslekostnad
- Total hjälpenenergikostnad
- Årsvärmefaktor
- Total tillsatsenergi
- Total tillsatsenergikostnad.

10.4 Prov med stadsgaseldad stirlingmotor V160

Uppgiften var att konstruktivt anpassa stirlingmotor V160s förbränningsystem för eldning med stadsgas, samt därefter verifiera genomförda förändringar genom provdrift.

Provobjekt och provutrustning

För proven användes stirlingmotor V160 - sammanbyggd med en 6 kW elgenerator, som för ändamålet byggts om till gasdrift enligt tidigare utprovat system för metangasdrift.

Provutrustning:

- volymgasmätare
- Thermax Q_2 -analysator
- U-rör
- termoelement
- mm

Utförda prov

Arbetet inleddes med provdrift på stadsgas med en standard förbränningskammare för att erhålla en referensbas.

- Förbränningsens utseende studerades visuellt och bränsle/luftförhållandet uppmättes och registrerades över motorns hela effektområde.
- Tändvilligheten hos stadsgasen vid olika startförhållanden jämfördes.
- Reglersystemets respons och stabilitet vid ändring av motorns effektuttag registrerades.
- Kalibreringsområdet på nuvarande system vad gäller bränsle/luftförhållande vid olika effektuttag studerades.

Resultat

De inledande proven visade att bränsle/luft-blandningen var för "mager" för att ge optimal verkningsgrad på motorn.

Resultatet för övriga prover av tändvilligheten, reglersystemets respons och stabilitet samt förbränningsens utseende utföll väl.

Efter omkonstruktion av förbränningsystemets ejektorsystem med införande av tryckåterkoppling som styr tryckregulatorn, erhöles en "fetare" bränsle/luftblandning.

Detta resulterade i sin tur till att ge en högre verkningsgrad på stirlingmotorn som nu ligger i nivå med ett standard gasförbränningsystem.

11. LITTERATURFÖRTECKNING

Lundqvist Per 1985 (exjobb NR:107 KTH-1985
"Stirlingmotordriven värmepump teori och utvärdering
av prototypanläggning")

SVEBIO -85 Elmarknaden 1985-11-11
Föredrag av B-O Helzen, Vattenfall.

Småskalig kraftvärme
STEV 1986:1



**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 850480-1
från Statens råd för byggnadsforskning till United Stirling AB,
Linköping.**

R50: 1987

ISBN 91-540-4742-0

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6707050

**Abonnemangsgrupp:
Ingår ej i abonnemang**

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

Cirkapris: 39 kr exkl moms