

Rapport

R102:1982

**Termokemisk lagring
i kombination med
dieseldriven värmepump**

**Fullskaleprov i Televerkets
arbetslokal i Jakobsberg**

**Kjell Bakken
Ernst Åke Brunberg
Ray Olsson
Bengt Waldenstad**

INSTITUTET FÖR BYGGDOKUMENTATION	
Accnr	
Plac	<i>ser</i>

*K
BNN*

R102:1982

TERMOKEMISK LAGRING I KOMBINATION
MED DIESELDRIVEN VÄRMEPUMP

Fullskaleprov i Televerkets arbets-
lokal i Jakobsberg

Kjell Bakken
Ernst Åke Brunberg
Ray Olsson
Bengt Waldenstad

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag
781043-2 och lån 781084-2 från Statens råd för
byggnadsforskning till TELEVERKET, Stockholm.

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

R102:1982

ISBN 91-540-3782-4

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

LiberTryck Stockholm 1982

INNEHÅLL

SAMMANFATTNING	5
1. INLEDNING	7
1.1 Samarbetsprojekt TELEVERKET/ TEPIDUS AB	7
1.2 Termokemisk lagring/värmepump	8
1.3 Målsättning för pilotanläggningen...	21
1.4 Referensgrupp	22
2. PILOTANLÄGGNINGENS UPPBYGGNAD	23
2.1 Funktionsbeskrivning	24
2.2 Markslingor	24
2.3 Kondensor/förångare	25
2.4 Energitanke	26
2.5 Värmedistributionssystem	28
2.6 Dieselmotordriven värmepump	30
2.7 Stirlingmotordriven värmepump	33
2.8 Automatisering, komplettering	33
3. TESTPROGRAM	35
3.1 Inledning	35
3.2 Testparametrar	35
3.3 Preliminära mätresultat och erfarenheter	37
3.4 Testresultat i kurvform med kommentarer	38
4. FAS II UTVÄRDERING	47
4.1 Mätprogram (Resumé)	47
5. EKONOMI	51
5.1 Ekonomi	51

SAMMANFATTNING

Projektets huvudsyfte är att genomföra fullskaleexperiment med TEPIDUSSYSTEMET, där primärenergien tas från en dieselmotordriven värmepump eller en oljeeldad värmepanna. Under fas I har anläggningen byggts och provkörs för närvarande. Under fas II skall den utvärderas under vanliga driftförhållanden, d v s ge värme och tappvarmvatten till ett industrihus, samt provas under extrema förhållanden.

En viktig fråga för framtida energibesparing är lagringen. För utnyttjande av solenergin är, åtminstone i de nordiska länderna, säsonglagring en nödvändighet. I andra länder kan korttidslager (dygn, veckor) vara tillfredsställande. Den uttagna effekten per kg substans måste dock vara mycket större i ett korttidslager. Ett säsonglager bör också kunna stängas av så att energiförlusterna begränsas.

Spillvärme från industrier kan tas tillvara, lagras och transporteras till förbrukare, förutsatt att energitätheten i lagringssubstansen är tillräckligt hög och processen kan stängas av.

Förutom genom termokemiska metoder kan värme lagras sensibelt eller latent. I denna redogörelse behandlas endast den förstnämnda metoden.

TEPIDUSSYSTEMET härstammar från forskningsrön från Institutionen för Elektronfysik vid KTH. 1977/78 utfördes förutom laboratorieförsök en mindre anläggning med en lagrings- och produktionskapacitet på 500 kWh (500 kg). Som absorbator i systemet används Na_2S och som arbetsmedium H_2O .

Resultaten från laboratorieförsöken och den mindre anläggningen bedömdes så intressanta att det beslöts att två fullskaleprojekt skulle genomföras.

För att undersöka möjligheten att tekniskt klara säsonglagring och utnyttja solfångare som laddningskälla valdes en 50-talsvilla i Jakobsberg för en mindre pilotinstallation. Solfångararean är 40 m^2 och produktions- och lagringskapaciteten 7000 kWh. Anläggningen har varit i drift sedan 1980. Delrapport för detta projekt har beteckningen BFR-R49:1982.

En anläggning med en lagrings- och produktionskapacitet av 30.000 kWh och med en dieseldriven värmepump har i samarbete med Televerket installerats i en av deras arbetscentraler i Jakobsberg. Anläggningen bestående av dieselvärmepump (ca 40 kW värmeeffekt), 15 energiackumulatorer, kondensor/evaporator och markslingor är ansluten till husets ordinarie radiatorsystem och skall ge värme och tappvarmvatten. TEPIDUSANLÄGGNINGENS effekt är beräknad till 60 kW. Husets totala värmeeffekt den kallaste vinterdagen är beräknad till ca 100 kW, varför dieselvärmepumpen eller en befintlig värmepanna skall ge tillsatsvärme.

Konstruktionen av anläggningen bygger delvis på känd teknik, men många nya konstruktioner har provats. De ideer som tidigare har provats i laboratorieskala har i denna anläggning fått anpassas till industriella förhållanden och stor skala. Detta har gett ovärderlig erfarenhet. Ofta krävs helt andra lösningar när skalan på en lagringsenhet ökas flera 10 potenser.

Anläggningen sattes igång under våren 1981 och är nu i provdrift. Ytterligare styr- och reglerutrustning samt mätutrustning skall installeras. Anläggningen körs nu manuellt och enskilda ackumulatorer provas såväl som hela anläggningen. Ackumulatorerna har under provkörningen gett ca 4 kW vardera vid en laddningstemperatur av 80°C och urladdningstemperatur 55°C.

I samarbete med Institutionen för Byggnadsteknik, KTH (Valdis Girdo) har ett omfattande mät- och utvärderingsprogram utarbetats och skall genomföras i fas II, som just har börjat.

Konstruktionen och installationen av pilotanläggningen har också gett underlag för att bättre kunna bedömma ekonomin i ett termokemiskt lagringssystem.

1 INLEDNING

1.1 Samarbetsprojekt TELEVERKET/TEPIDUS AB

TELEVERKET är ägare till och förvaltar helt i egen regi ca 9000 hus med en uppvärmd byggnadsvolym om tillsammans ca 6,5 milj m³.

För husuppvärmning förbrukas ungefär 25.000 m³ eldningsolja/år. Till radio- och TV-kommunikation erfordras 25,5 milj kWh/år.

Denna stora energianvändning - och därmed stora besparingspotential - inspirerade TELEVERKETS tekniker, redan i mitten av 1970-talet, till att utveckla värmepumpsystem för att spara energi.

En av de viktiga hörnstenarna i energisparandet är möjligheten till energilagring och utnyttjande av värme med låg temperaturnivå.

TEPIDUSSYSTEMET - en kombination av lagring och värmepumpning - är en uppfinning från Tekniska Högskolan i Stockholm.

TEPIDUS AB är ett utvecklingsbolag som bildats för att vidareutveckla lagringssystemet.

TELEVERKET har flera spillvärmekällor såsom TV/Radio-sändare och vissa telestationer, där energilagringssystem kan vara värdefulla.

TELEVERKET har sedan 1975 installerat ett stort antal konventionella värmepumpar med markslingor för uppvärmning av bl a arbetscentraler och större förråd. Dessa system har kompletterats med solfångare för återställande av marktemperaturen.

TEPIDUSSYSTEMET passar in i TELEVERKETS standardanläggningar. Verket anser det värdefullt att utveckla systemet tekniskt samt få en praktisk och ekonomisk utvärdering av det.

Under 1978 slöts ett avtal mellan TELEVERKET och TEPIDUS AB innebärande att ett lagringssystem i full skala skulle installeras i en av TELEVERKETS arbetscentraler i Jakobsberg.

TEPIDUS AB fick i uppdrag att installera lagringssystemet emedan TELEVERKET ansvarade för installationen av markslingor, VVS-anläggning och dieselvärmepump.

Ekonomiskt stöd söktes och erhöles från BFR. Lån kr 700.000 och bidrag kr 350.000.

1.2 Termokemisk lagring/värmepump

1.2.1 Inledning

TEPIDUSSYSTEMET är en diskontinuerligt arbetande absorptionspump med lagring och fungerar på följande sätt:

- Två kammare, I (energiackumulator) och II (kondensor/förångare) är vakuumsätt förbundna med varandra.
- Kammare I innehåller en ångupptagande (hygroskopisk) substans, Na_2S , kammare II en ångavgivande substans, vatten. Alla gaser utom vattenånga har avlägsnats med en intermittert arbetande vakuumpump P.

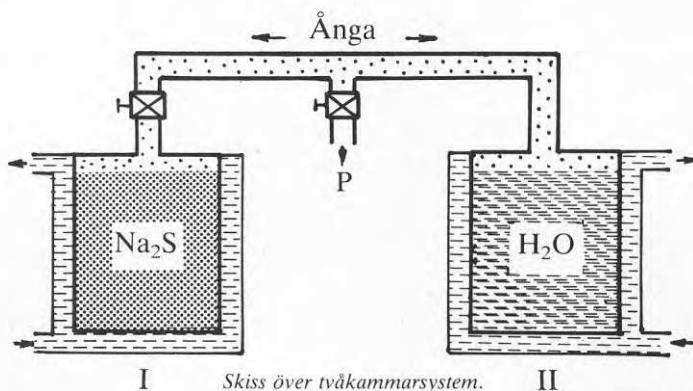
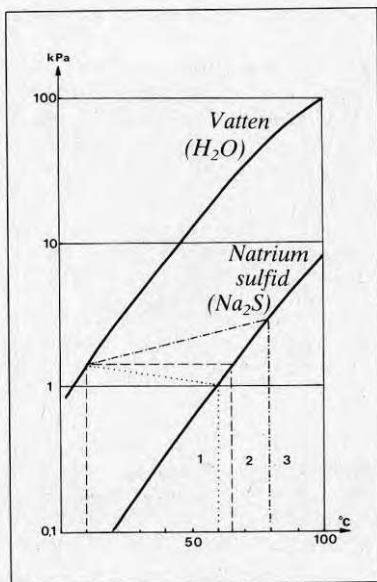


Fig. 1.1

- Vattnet absorberas snabbt av saltet eftersom detta är starkt hygroskopiskt. På grund härav kommer den vattenånga, som avdunstar från vattnet i kammare II att absorberas av saltet i kammare I. Det absorberade vattnet upptages som kristallvatten i saltet. Vid processen åtgår i kammare II värmeenergi för att förångna vattnet (ångbildningsvärme). Denna värmeenergi frigörs i kammare I när vattenångan absorberas av saltet (kondensationsvärme), samtidigt som viss kemisk bindningsenergi frigörs när vattenmolekylerna infångas i saltets kristallstruktur. Kammare II avkyls alltså, kammare I uppvärms.
- Om kammare II hålls vid konstant temperatur, t ex $+10\text{ C}$ genom att värmeenergi tillförs II från en lågradig värmekälla, t ex genom en slinga i marken, kan man ta ut värme från kammare I vid 65°C eller lägre beroende på den uttagna värmeeffektens storlek. Mellan saltet i kammare I och vattnet i behållare II är ett temperatursteg på ca 55°C . Vid tryckjämvikt mellan kamrarna och inget effektuttag blir temperaturen $10 + 55 = 65^{\circ}\text{C}$ hos behållare I.

- Transport av vattenånga från den ena kammaren till den andra beror av en tryckdifferens dem emellan, vilken existerar så länge temperaturskillnaden mellan kamrarna är större eller mindre än 55°C . Den energi som krävs för att "pumpa" vattenånga från kammare II till kammare I kommer från den i saltet lagrade kemiska energin. I figur 1.2 visas vattenångans jämviktstryck över en vattenyta och över saltet. För alla temperaturer är trycket över saltet mindre än över vattenytan.



Jämviktsskurvor för vattenånga över vattenyta och över natriumsulfid. Siffrorna visar exempel på: (1). Ur-laddningsförlopp. (2). Effekttuttaget=0. (3). Laddningsförlopp.

Fig. 1.2

Vi ser av figuren att om temperaturen i behållare II är 10°C , är ångtrycket ca $1,2\text{ kPa}$, således högre än i behållare I så länge dess temperatur är lägre än $+65^{\circ}\text{C}$. Vattenångan strömmar följaktligen över till I tills tryckjämvikt uppnåtts. Om man tar ut värme från I sjunker dess temperatur något och en liten tryckskillnad uppstår mellan II och I, varigenom mera vattenånga förs från II till I och värmeenergi frigöres i I. När saltet i kammare I har tagit upp en bestämd mängd vatten är den urladdad.

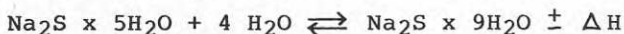
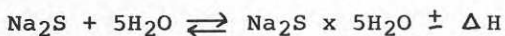
Akkumulatören återuppladdas genom att värme tillförs vid en temperatur som är högre än jämviktstemperaturen, vilken i exemplet är 65°C . En tryckskillnad uppstår då mellan I och II, varigenom vattenånga och därmed $2/3$ (jfr 1.2.2.1) av den tillförda värmeenergin strömmar över från I till II. Saltet torkas på detta sätt. Samtidigt omvandlas den återstående tredjedelen av den tillförda värmeenergin till kemisk energi.

Om förbindelseledningen mellan kamrarna stängs av kan den kemiska energin lagras under obegränsad tid.

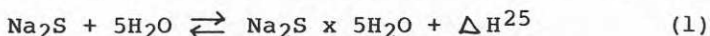
1.2.2 Termodynamiska samband hos ackumulator med natriumsulfid som absorberator och vatten som flyktig substans

1.2.2.1 Fasövergång

Två fasövergångar finns, nämligen:



Av flera skäl är endast den första fasövergången användbar i en kemisk värmepump. Med Handbook of Chemistry and Physics erhålles (vid +25°C):



78	90	168	mol vikt
1	1,15	2,15	kg

När 1 kg Na_2S absorberar 1,15 kg vattenånga frigöres 372,5 kcal (eller 1,11 kWh), varav 263 kcal utgöres av ångans kondensationsvärme och 109,5 kcal (ca 30 %) är kemisk energi.

Ekv 1 gäller när såväl vattenånga som salt har temperaturen + 25°C. När saltmassan (och ångan) har högre temperatur är den frigjorda värmeenergin något lägre och beräknas med hjälp av spec. värmets hos de ingående substanserna. Resultat framgår av nedanstående tabell 1.

t_o	Δt_m	$t=t_o + \Delta t_m$	ΔH^t	
			kJ/mol Na_2S	kWh/kg Na_2S
0	55,5	55,5	306,0	1.090
5	56,0	61,0	304,9	1.086
10	56,5	66,5	303,7	1.082
15	56,5	71,5	302,7	1.078
20	56,5	76,5	301,7	1.074
25	56,5	81,5	300,7	1.071

Tabell 1

t_o = kalla källans temp

Δt_m = temperatursteg

ΔH^t = totalt frigjord värmeenergi vid absorption av 5 ml vattenånga per mol Na_2S

1.2.2.2 Avgiven energi vid urladdning av ackumulator

Vid ackumulatorns urladdning strömmar ånga från den kalla förångaren, som hämtar sin värmeenergi från en värmekälla med temperaturen t_0 , till ackumulatort. Vid jämvikt under ett visst effektuttag har ackumulatormassan temperaturen:

$$t = t_0 + \Delta t_m - \Delta t \quad (2)$$

där Δt är avvikelsern i temperatur hos saltmassan från temperaturen vid jämvikt utan effektuttag och Δt_m är systemets temperatursteg.

Δt beror av temperatur- och tryckfall i hela systemet och beskrivs närmare i 1.2.3.7.

Den "kalla" ångan av temperatur t_0 (vi försummar f n temperaturfall i förångaren) uppvärms av ackumulatormassan till temperaturen t . Denna värmeenergi tages från, i saltmassan frigjord, värmeenergi och är:

(3)

$$33,3 \times 5 \times (\Delta t_m - \Delta t) \times 10^{-3} = 0,1665 \times (\Delta t_m - \Delta t) \quad [\text{kJ/mol Na}_2\text{S}]$$

där 33,3 är ångans spec.värme och 5 är antal mol H_2O per mol Na_2S i fasövergången.

Uttagen värmeenergi från ackumulatort under en komplett urladdning är följaktligen:

$$W_t = \Delta H_t - 0,166 \times (\Delta t_m - \Delta t) \quad [\text{kJ/mol Na}_2\text{S}] \quad (4)$$

Ur ekv 4 har netto uttagbar värmeenergi från ackumulatort beräknats vid urladdning för några olika värden på Δt (tabell 2). För att förenkla framställningen har antagits att temperatur- och tryckfall i förångaren kan försummas och ångans temperatur, när den lämnar förångaren, följaktligen är t_0 .

Av tabell 2 framgår att vid $\Delta t = 1^\circ\text{C}$ c:a 3 % av den frigjorda värmeenergin åtgår för uppvärmning av den kalla ångan. Vid $\Delta t = 9^\circ\text{C}$ är motsvarande del c:a 2,5 %.

Av ekv 1 och angivna energivärden framgår att när absorption av vattenånga eller vatten sker vid $+25^\circ\text{C}$ de frigjorda energimängderna är 312,2 resp 91,8 $[\text{kJ/mol Na}_2\text{S}]$, där 91,8 = ΔH_{K25} utgör den kemiskt bundna delen av frigjord energi vid 25°C . Skillnaden, 220,4 $\text{kJ/mol Na}_2\text{S}$, är ångans kondensvärme och ett mått på pumpad värmeenergi.

När reaktionen i saltmassan sker vid annan temperatur än $+25^\circ\text{C}$ måste såsom påpekats under 2.2.1 en mindre korrektion av energibeloppen ske. Tabell 3 anger uttagbar energi från ackumulatort ($\text{kWh/kg H}_2\text{O}$) vid olika arbetstemperaturer och belastningsfall, där även hänsyn tagits till ångans uppvärmning enligt ekv. 4 (om tabellvärdena under $\text{kWh/kg H}_2\text{O}$ multipliceras med 1,15 fås $\text{kWh/kg Na}_2\text{S}$).

1.2.2.3 Tillförd energi vid laddning av ackumulator

När ackumulatormassans temperatur är större än $t_0 + \Delta t_m$ strömmar vattenånga från ackumulatorn till kondensorn p g a större tryck i ackumulatorn. Den värmeenergi, som tillföres saltmassan vid olika laddningstemperaturer t och olika temperatur t_0 hos kondensorn bestäms av ekv 3, där $t = t_0 + \Delta t_m + \Delta t$ och är uträknad i tabell 4.

1.2.2.4 Samband mellan tillförd energi under laddning och uttagen energi hos en ackumulator

Antag att $t_0 = 5^\circ\text{C}$ vid såväl laddning som urladdning.

En fullt laddad ackumulator urladdas vid sådan vald belastning att $\Delta t = 3^\circ\text{C}$. Ur tabell 2 erhålles då uttagbar energi $W^t = 296,6$ [kJ/gmol] vid temperaturen $t_u = 58^\circ\text{C}$ (u för urladdning).

Därefter laddas ackumulatorn med en sådan effekt att $\Delta t = 15^\circ\text{C}$. Ur tabell 4 erhålles totalt tillförd energi $\Delta H^t = 301,8$ [kJ/gmol] vid temperaturen $t_x = 76^\circ\text{C}$. Ackumulatorn måste emellertid först värmas upp från 60°C till 76°C , varvid den urladdade saltmassan tillföres sensibel värme.

Efter laddning får den nu helt torra massan svalna till 58°C . Därvid bortföres värmeenergi, som kan nyttiggöras.

Netto tillförd värmeenergi p g a uppvärmning och avsvälning under en cykel blir:

$$[c_p(\text{Na}_2\text{Sx5H}_2\text{O}) - c_p(\text{Na}_2\text{xS})] \times (t - t_u) \text{ [kJ/mol]}$$

Med insatta värden på spec.värme och temperaturskillnad fås i det antagna fallet:

$$(0,450 - 0,079)(76 - 58) = 6,68 \text{ [kJ/mol]}$$

Fall 1

Laddning med $t = 15^\circ\text{C}$ och urladdning med $\Delta t = 3^\circ\text{C}$, båda vid $t_0 = 5^\circ\text{C}$ ger alltså förhållandet mellan uttagen och tillförd energi:

$$\frac{296,6}{301,8 + 6,68} = 0,961$$

Fall 2

Motsvarande beräkning för laddning med $\Delta t = 1^\circ\text{C}$ över och vid urladdning $\Delta t = 1^\circ\text{C}$ under jämviktstemperaturen vid tomgång ger förhållandet:

$$\frac{295,9}{304,7 + (0,450 - 0,079) \times 2} = 0,969$$

Fall 3

Ett realistiskt fall för en villaanläggning är följande. Urladdning sker vid $t_o = 5^\circ\text{C}$ och en effekt som innebär att $\Delta t = 3^\circ\text{C}$. Tabell 2 ger $W^t = 296,6$ för $t = 58^\circ\text{C}$.

Laddning sker vid $t_o = 20^\circ\text{C}$ och en effekt, som begränsas av att saltets temperatur skall vara $< 83^\circ\text{C}$ för att undvika smältrisk i saltet. Av tabell 4 framgår att $\Delta t = 6^\circ\text{C}$ vid $t_u = 82,5$ är ett lämpligt val, varvid $\Delta H^t = 300,8$ [kJ/mol].

Förhållandet mellan uttagen och tillförd energi blir:

$$\frac{296,6}{300,8 + (0,450 - 0,079)(81 - 58)} = 0,972$$

Fall 4

Vid transport av ackumulator från en laddningsstation till en förbrukare, varvid saltet får svalna till 20°C efter såväl laddning som urladdning gäller följande, varvid antages att:

laddning sker vid $t_o = 10$ och $t_u = 81,5^\circ\text{C}$ med $\Delta t = 15^\circ\text{C}$ (ur tabell 4), som ger $\Delta H^t = 300,7$ [kJ/mol]

urladdning sker vid $t_o = 5^\circ\text{C}$ och $\Delta t = 3^\circ\text{C}$ (tabell 2), som ger $W^t = 296,6$ [kJ/mol] vid $t_u = 58^\circ\text{C}$.

Uppvärmning av torr massa från 20°C till $t_u = 58^\circ\text{C}$ kräver värmeenergin $0,079(58 - 20) = 3,00$ [kJ/mol]

Uppvärmning av urladdad massa från 20°C till $t_u = 81,5^\circ\text{C}$ kräver värmeenergin $0,450(81,5 - 20) = 27,6$ [kJ/mol]

Avgiven sensibel värme mellan $81,5^\circ\text{C}$ till 58°C är $0,450(81,5 - 58) = 10,58$ [kJ/mol]

Förhållandet mellan uttagen energi och totalt tillförd energi under en cykel blir följaktligen:

$$296,6 - 3,0 / (300,7 + 27,6 - 10,58) = 0,924$$

Observera att intressantare är förhållandet mellan uttagen värmeenergi vid 58°C efter uppvärmning av den kalla, fulladdade ackumulatorn och uttagen värmeenergi från en, redan vid start av urladdningen, varm ackumulator:

$$(296,6 - 3,0) / 296,6 = 0,990$$

dvs endast ca 1 % av värmeproduktionen förloras p g a avsvälning under transporten mellan laddningsstationen och förbrukaren.

Energitätheten blir

$$(296,6 - 3,0) / 0,078 \times 3600 = 1,05 \text{ kWh/kg Na}_2\text{S}$$

Sammanfattningsvis är energiförlusten (av rent termodynamiska skäl) mellan 3 till 4 % under en hel cykel, där ackumulatortemperaturen växlar mellan ca 60° till 80°C. Större delen utgöres av sensibel värme för uppvärmning av den kalla ångan vid urladdning.

1.2.2.5 Energitäthet

Med en ackumulatorsubstans energitäthet avses här den energimängd per massenhet eller volymenhet av substansen, som den kan producera. Häri inräknas den energimängd, som den kemiska värmepumpen kan pumpa från en kall källa och där drivenergin är den i egentlig mening lagrade, kemiska energin i ackumulatorsubstansen.

Kurvblad 1 visar mängden Na₂S per volymenhet av massan Na₂S x n H₂O (utan porer eller kanaler). Kurvan har bestämts genom att smälta och gjuta massa med olika vattenhalter och sedan bestämma vikt och volym. Värdet för helt torr natriumsulfid är en tabelluppgift.

Genom att utgå från att 1 kg Na₂S i runt tal kan producera 1 kWh värme mellan n = 0 → 5, representerar kurvan i kurvblad 1 även energitäthet uttryckt i kWh/dm³ hos natriumsulfid. Detta är maximal energitäthet. För att vara lämplig som ackumulatorsubstans krävs kanaler av olika dimensioner i saltmassan, så att ångtransport kan ske inom massan utan för stort tryckfall och därigenom begränsad effekt. För en fungerande ackumulator ligger täthetskurvan således under den angivna. Om substansen arbetar mellan 0 → 5 mol kan uppenbarligen energitätheten ej vara större än 0,7 kWh/dm³, i praktiken omkring 0,6 kWh/dm³. Jmfr även kurvblad 2.

Om hänsyn tagits till volymen hos värmeväxlare och isolering av ackumulatorsystemet är värdet omkring 0,5 kWh/dm³ eller 0,5 MWh/m³ för en fullskalanläggning för långtidslagring.

1.2.3 En ackumulators effekt och dess beroende av olika parametrar

Effekten hos en ackumulator beror dels av den hastighet med vilken absorbanten absorberas i olika delar av absorbatormassan, dels på värmeflödets storlek genom massan. Värmeflödet beror emellertid inte bara på massans termiska värmeledningsförmåga utan även på gastransport inom massan, varvid gasens förångnings/kondensationsvärme har betydelse för det totala värmeflödets storlek. Denna "inre värmepumpning" mellan punkter inom massan med olika temperatur och därmed även jämviktstryck bidrar, under delar av såväl laddning som urladdning, väsentligt till värmeflödet inom ackumulatören.

1.2.3.1 Kanalstruktur i den aktiva, absorbatormassan och dess betydelse för gas- och värmeflöde i massan

Inom större absorbatormassor definieras tre typer av gaskanaler.

Huvudkanaler, vilkas diameter är \gg andra kanalers (≈ 5 mm). Deras uppgift är att med litet tryckfall fördela gasflöden mellan olika massområden i en stor volym av massan.

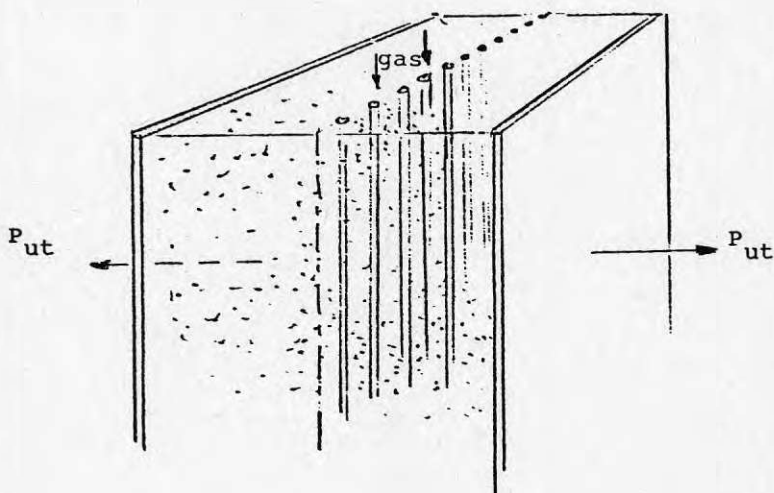
Makrokanaler, vilkas diameter är 0,01 mm \rightarrow några mm. De förbinder i ett "grenverk" huvudkanalerna och andra större, fria utrymmen i ackumulatorbehållaren med alla områden där gasen absorberas eller desorberas.

Mikrokanaler (μ -kanaler), utgör det fina nätverk inom massan, där gasens slutliga absorption sker.
 μ -kanalernas diameter i en sintrad Na_2S -massa är $\ll 10^{-2}$ mm. Kanaltätheten ökar med minskad diameter.

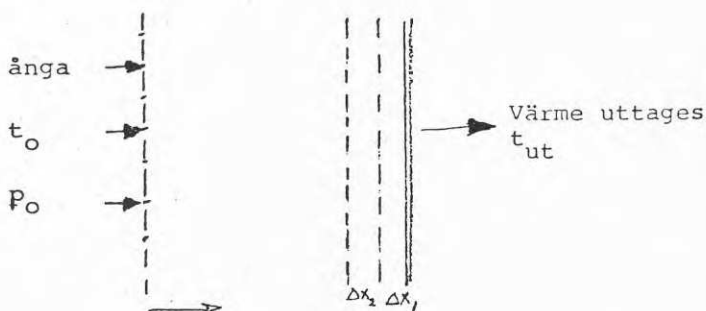
I en saltmassa, som består av ett stort antal korn eller flingor finns alltså från början både makro- och mikrokanaler, varvid de sistnämnda leder in i kornen. Efter någon eller några laddnings- och urladdningscykler kan vid vissa substanser - bl a $\text{Na}_2\text{S} \times n \text{H}_2\text{O}$ - kanal-fördelningen, beroende på värmebehandling och ursprunglig kornstorlek, ha ändrats.

1.2.3.2 Kvalitativ beskrivning av uppladdning och urladdningsförlopp i ackumulator med planparallella värmväxlare

Emellan två planparallella värmväxlarytor finns en absorbatör med given kanalstruktur. Absorbanten tillföres/bortföres genom ett antal huvudkanaler i absorbatormassans mitt:



Såsom exempel antages att $\text{Na}_2\text{S}/\text{H}_2\text{O}$ -systemet användes. Vi förutsätter att tryckfallet i huvudkanalerna kan försummas, så att t ex vid urladdning ånga strömmar in i massan mot värmeväxlarytorna:



Ångan är mättad och har temperaturen t_0 . I massan frigjord värmeenergi uttages via värmeväxlarytorna, som har temperaturen t_{ut} .

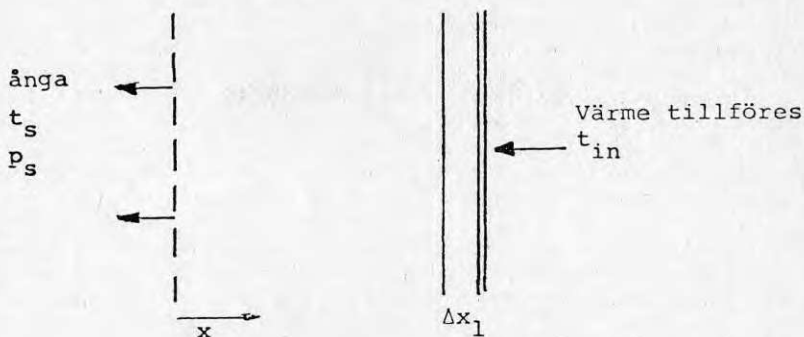
Vid urladdning sker följande, varvid antages att ackumulatormassan är kall och att inget effektuttag från värmeväxlaren sker.

Ånga från förångaren strömmar in i alla delar av massan och absorberas, varvid värme frigöres. När jämvikt mellan vattenångans tryck, p_0 , i förångaren och trycket i saltmassan uppnåtts, avstannar ångflödet och temperaturen i hela massan är $t_0 + \Delta t_m$, där Δt_m är temperatursteget i $\text{Na}_2\text{S}/\text{H}_2\text{O}$ -systemet.

Värmeenergi uttages nu via värmeväxlaren. Därvid sjunker temperaturen i masskiktet Δx_1 närmast värmeväxlaren och skiktets jämviktstryck minskar. Värme tillföres nu skiktet på två sätt, dels genom termisk ledning från närmaste skikt Δx_2 in mot massan, dels genom ångtransport från detta skikt och eventuellt (beroende på kanalstrukturen) från längre bort mot ytan för ångsläpp belägna skikt. En successiv transport av värme och ånga från längre bort belägna skikt äger alltså rum, varunder skiktet närmast värmeväxlaren först urladdas, d v s övergår till $\text{Na}_2\text{S} \times 5\text{H}_2\text{O}$.

Vid fortsatt urladdning och effektuttag sker värmetransporten genom det urladdade skiktet närmast värmeväxlarytan, varvid enbart skiktets termiska värmeledningsförmåga bidrar. Det urladdade skiktets tjocklek växer från värmeväxlarytan och allt större temperaturfall krävs över det urladdade området vid konstant uttagen effekt från värmeväxlarytan.

Vid uppladdning är förloppet följande:



Temperaturen hos värmeväxlaren och skiktet Δx_1 närmast värmeväxlarytan höjs till över jämviktstemperaturen $t_0 + \Delta t_m$ och jämviktstrycket där blir högre än längre bort från värmeväxlarytan. Genom termisk ledning föres värmeenergi till de längre in belägna skikten i massan. Någon värmeöverföring via ångtransport är ej möjlig eftersom alla skikt längre in är urladdade (består av $\text{Na}_2\text{S} \times 5\text{H}_2\text{O}$). Däremot kan ånga eventuellt via makrokanaler i den urladdade massan strömma ut från saltmassan vid $x = 0$ och vidare till kondensorn där trycket är p_0 . Under uppladdningens gång torkas först skiktet närmast värmeväxlaren (laddas) och uppladdningszonen flyttas successivt från värmeväxlaren i mot $x = 0$. Under hela förloppet måste den värmeenergi, som krävs för uppladdning av ett skikt genom enbart termisk ledning föras från värmeväxlaren till skiktet i fråga.

Under uppladdning krävs större temperaturfall än vid urladdning vid samma effekt av två skäl:

Under uppladdning sker värmetransport mellan olika skikt enbart genom värmeledning under hela uppladdningsförloppet. Vid urladdning däremot sker värmeöverföring även genom ångtransport under delar av urladdningsförloppet.

Värmeledning under uppladdning sker (beroende på makrokanalernas dimension) mer eller mindre i torrt (uppladdat) salt under det att värmeledning under urladdning äger rum i urladdat (vattenhaltigt) salt. Troligtvis är termiska ledningsförmågan större i vattenhaltigt än i torrt salt, vilket ytterligare ökar skillnaden i temperaturfall mellan uppladdning och urladdning.

1.2.3.3 Ackumulatoreffektens beroende av temperaturen

Såsom framhölls i inledningen till detta kapitel bestäms ackumulatoreffekten till stor del av absorbantens flödes hastighet i den absorberande massan. Flödes hastigheten beror på det system av kanaler - främst deras tvärsnittsytta - som finns i absorbatormassan. Men

flödehastigheten beror också av absorbantens tryck och temperatur i ett kanalsystem, vilket finns beskrivet i läroböcker i vakuumenteknik.

Man kan beräkna ångtransportens storlek i ett givet system av kanaler i en natriumsulfidmassa vid olika tryck och temperatur. Resultaten är sammanfattade på kurvbladen 2 och 3 i två fall, nämligen vid molekylär strömning och viskös strömning. Vid aktuella tryck i en natriumsulfidmassa är strömningen molekylär i de finaste kanalerna i massan (μ -kanalerna) och viskös i kanaler med diametrar från några mm till någon tiondels mm.

Av kurvbladen 2 och 3 framgår att effekten hos en given kemisk värmepump i likhet med effekten hos en mekanisk värmepump är starkt beroende av temperaturen.

Med hjälp av kurvbladen 2 och 3 belyses detta med några exempel:

1. Laddning sker i ett fall vid $t_o = 5^\circ\text{C}$ och $t_{in} = 70^\circ\text{C}$, i ett annat fall vid $t_o = 15^\circ\text{C}$ och $t_{in} = 80^\circ\text{C}$. Om viskös strömning antages råda i massan ger kurvblad 2 förhållandet mellan effekterna i första och andra fallet: $4,2/14 = 1/3,3$
2. Urladdning sker i ett fall vid $t_o = 5^\circ\text{C}$ och $t_{ut} = 50^\circ\text{C}$, i ett annat fall vid $t_o = 15^\circ\text{C}$ och $t_{ut} = 60^\circ\text{C}$. Om viskös strömning antages råda i massan ger kurvblad 2 förhållandet mellan effekterna i första och andra fallet: $1,4/4,2 = 1/3,0$.
3. Urladdning sker i ett fall vid $t_o = 0^\circ\text{C}$ och $t_{ut} = 50^\circ\text{C}$, i ett annat fall vid $t_o = 10^\circ\text{C}$ och $t_{ut} = 55^\circ\text{C}$. Om viskösströmning råder i massan blir förhållandet mellan effekterna i de båda fallen: $0,49/0,88 = 1/1,8$.
4. Laddning sker vid $t_o = 20^\circ\text{C}$ och $t_{in} = 80^\circ\text{C}$
Urladdning sker vid $t_o = 5^\circ\text{C}$ och $t_{ut} = 55^\circ\text{C}$.

Förhållandet mellan effekterna i de båda fallen blir vid viskös strömning: $7/0,88 = 8/1$.

Exempel 4 visar att tryck- och temperaturförhållandena i massan innebär 8 ggr högre effekt vid laddning jämfört med urladdning vid samma temperatursteg $\Delta t = 5^\circ\text{C}$.

Om molekylär strömning antages i exemplen erhålles liknande resultat, men effekten är mindre beroende av temperaturen än vid viskös strömning.

Den stora, teoretiska skillnaden mellan ackumulator-effekt vid laddning och urladdning beroende på skillnaden i temperatur och tryck uppväges emellertid av den sämre värmetransporten vid uppladdning jämfört med vid urladdning, såsom beskrivits under 2.3.2.

1.2.3.4 Tryckfall i rörledningar för ånga mellan ackumulator och kondensor

I en kemisk värmepump, baserad på $\text{Na}_2\text{S}/\text{H}_2\text{O}$ där ackumulatoreffekten är 10 kW absorberas eller desorberas ca 10 l vatten per timme. Trycket i systemet kan vara mellan 5 till 25 torr. Vid 10 torr, t_{ex} , är ångflödet mellan ackumulator och förångare/kondensor:

$$10 \times \frac{1000}{18} \times \frac{22,4 \times 760}{3600 \times 10} = 263 \text{ l/s}$$

Flödeshanstigheten i ett rör med diametern 0,1 m blir:

$$\frac{4}{\pi \times 0,1^2} \times 0,263 = 33,5 \text{ m/s}$$

Rörsystemet för ångtransporten skall då dimensioneras för minsta möjliga tryckfall, så att ackumulatorns temperatur, speciellt vid belastning ej sjunker för mycket. Man kan visa att, om ackumulatorns arbetstemperatur är 50°C , ett tryckfall på 1 torr innebär en temperatursänkning på $4,5^\circ\text{C}$. Vid 75°C är motsvarande siffra 1°C . Rörsystemet bör alltså dimensioneras för belastningsfallet. Ett tryckfall på 0,2 torr sänker då ackumulatorns temperatur med ca 1°C vid 50°C .

Totala tryckfallet blir summan av tryckfall i rörledningar, rörböjar och ventiler varvid från vakuumtekniken kända metoder användes vid dimensioneringen.

1.2.3.5 Temperaturfall i kondensor/förångare

Den kombinerade kondensorn/förångaren har en plattvärmväxlare med en yta på ca 25 m^2 .

Vid förångning duschas vatten över förångarens värmväxlare. Även andra metoder att förånga vattnet prövas.

Totala temperaturskillnaden mellan producerad ångas temperatur vid förångning och den kalla källans temperatur, given av temperaturen $t_{0\text{in}}$ hos det till värmväxlaren inströmmande vattnet är summan av dels temperaturskillnaden mellan värmebärande vätska inuti värmväxlaren och värmväxlarens yttre yta, dels temperaturskillnaden mellan ytans temperatur och den mot ångtrycket svarande mätningstemperaturen hos den bildade ångan (kokpunkten). Denna senare temperaturskillnad bestämmer värmetransporten genom den vattenfilm, som genom duschning erhålles på ytan, och som därför bör vara så tunn som möjligt.

Vid kondensering gäller i stort sett motsvarande förhållanden.

Förloppen vid kondensering och förångning finns utförligt behandlade i litteraturen.

I Televerkets anläggning i Jakobsberg har ett temperaturfall på $\sim 2^\circ\text{C}$ uppmätts vid effekten 20 kW vid en förångningstemperatur på 20°C .

Sammanfattningsvis bör ej kondensor/förångarsidan utgöra något oöverkomligt tekniskt problem i en kemisk värmepump. Förbättringar av nuvarande konstruktioner är möjliga, varvid bl a en bättre lösning av problemet med vätning av förångningsytorna bör sökas.

1.2.3.6 Temperaturfall i systemet p g a restgaser

Med "restgaser" eller "skräppgaser" i en kemisk värmepump avses andra gaser än vattenångan och som kan finnas i systemet p g a läckor eller gas producerad inom systemet t ex i den aktiva absorbatormassan (föroreningar eller gasinneslutningar).

Restgaser har stor inverkan på systemets effekt då de bromsar absorbantens diffusion, speciellt i det fina kanalsystemet, som finns i absorbatoren.

Praktiska försök med Na_2S -systemet har visat att vakuumpumpning av systemet måste ske regelbundet. Under de första cyklingarna måste pumpning ske under storleksordningen 5 % av ackumulatorns drifttid. Pumptiden kan senare minskas till 1 % av drifttiden. Orsaken är i detta fall den mängd NaHS (ett par %) som finns i substansen vid leverans från fabriken. Vid uppvärmning sönderfaller NaHS i Na_2S och H_2S . Det är huvudsakligen den senare "restgasen", som pumpas ut ur systemet via vakuumpumpen och som påvisats både "luktmässigt" och genom analys.

Vid körning av stora ackumulatorer är efarenheten att effekten vid urladdning av systemet efter två kompletta cykler minskade långsamt under ca 6 timmar med 10 % om ingen vakuumpumpning skedde. Efter det att vakuumpumpning ägt rum under ca 5 min steg effekten igen, för att efter ca 20 min uppnå ursprungsvärdet. Dessa siffror beror självfallet på vakuumpumpens kapacitet.

Erfarenhetsmässigt bör partialtrycket av restgaser i systemet vara väsentligt mindre än vattenångans partialtryck.

1.2.3.7 Totala tryck- och temperaturfall i en kemisk värmepump. Ackumulatorns arbetstemperatur

Ovan beskrivna tryck- och temperaturfall i en kemisk värmepump adderas med resultatet att ackumulatorns temperatur vid urladdning vid viss uttagen effekt är ett antal grader lägre än den jämviktstemperatur, som bestämmas av summan av kalla källans temperatur t_0 och det kemiska systemets temperatursteg Δt_m . Vid uppladdning måste av samma skäl den till ackumulatören tillförda värmeeffekten ligga på en temperaturnivå ett antal grader över jämviktstemperaturen $t_0 + \Delta t_m$. Förhållandena sammanfattas i följande fig avseende systemet $\text{Na}_2\text{S}/\text{H}_2\text{O}$. Temperatursteget Δt_m har antagits vara 55°C .

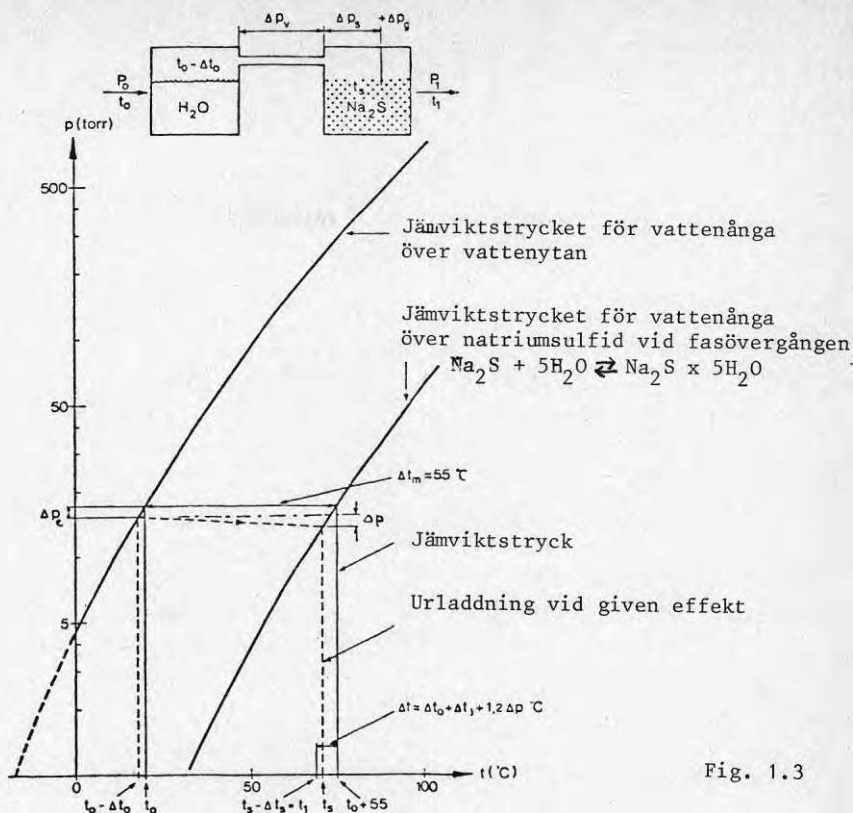


Fig. 1.3

I fig. 1.3 anger heldragna linjer med utgångspunkt från t_0 i kalla källan (egentligen t_{0in} , vilket emellertid har antagits vara kalla källans temperatur) ackumulatorns temperatur utan effektuttag. Vid ett givet effektuttag gäller streckade linjer och ackumulatorns temperatur (dvs det utgående vattnets temperatur från värmeväxlaren) är t_{ut} (t_1 i figuren):

$$t_{ut} = t_0 + \Delta t_m - \Delta t \quad (5)$$

$$\text{där } \Delta t = \Delta t_0 + \Delta t_s + \frac{dt}{dp} (\Delta p_v + \Delta p_s + \Delta p_g) \quad (6)$$

Av fig. 1.3 framgår att ett visst tryckfall i systemet innebär ett motsvarande temperaturfall. Jämviktsskurvan $p = f(t)$ i figuren och dess dt/dp ger temperaturfallet vid viss temperatur om tryckfallet är känt.

1.3 Målsättning för pilotanläggningen

Sedan 1978 har utvecklingen av TEPIDUSSYSTEMET pågått dels i laboratorieskala (kg storlek), dels i en mindre anläggning med 500 kg substans och en pilotanläggning (villa i Jakobsberg) med 7000 kg substans samt i Televerkets anläggning med ca 30.000 kg substans.

I laboratoriet kan teorierna provas i mindre skala och lagringssystemens princip verifieras. Den praktiska erfarenhet om tekniska och ekonomiska faktorer för en

industriell exploatering av tekniken kan endast inhämtas genom fullskaleprojekt. Projektets mål är att utprova den kemiska lagringstekniken i en stor anläggning och finna praktiska lösningar samt även studera lagringssystemets möjligheter och begränsningar. Tyngdpunkten i projektet ligger i konstruktion och systemutformning samt uppbyggnad, men också inplaceringen och anpassningen till övriga VVS-systemet och framtida bruk av bl a spillvärme för laddning skall studeras.

En förutsättning för att även med nuvarande energipriser få lagringstekniken ekonomiskt intressant är att konstruktionerna blir enkla och utnyttjar så långt möjligt känd teknik och komponenter.

TEPIDUSSYSTEMET med sitt temperatursteg om 55°C är lätt anpassningsbart till befintliga VVS-system. Som tillägg till dieselvärme-pumpen, som i första hand skall ladda TEPIDUSSYSTEMET, finns en vanlig oljeeldad värme-panna och en varmvattenberedare med ett 15 kW element.

Projektets två faser syftar till:

- a) att konstruera och installera TEPIDUSSYSTEMET med utgångspunkt från de teoretiska och praktiska resultat som tidigare har erhållits
- b) att i görligaste mån använda befintliga komponenter, men där så är nödvändigt göra nya konstruktioner som senare har förutsättning att i serieproduktion bli tekniskt och ekonomiskt godtagbara
- c) att skaffa erfarenhet av den praktiska uppbyggnaden av sådana system. De installations- och anpassningstekniska problemen skall speciellt beaktas
- d) att i fas II utvärdera anläggningen med avseende på dess olika egenskaper. Mäta energibalanser, begränsningar för effektinmatning och effektuttag och var begränsningarna finns
- e) att skaffa erfarenhet av såväl byggandet som driften och anläggningen under en flerårig utvärderingsperiod
- f) att ge underlag för en säkrare bedömning av den framtida ekonomin.

1.4 Referensgrupp

En referensgrupp som sammanträder 1 à 2 gånger/år har utsetts av BFR. Den består av:

Professor Ingemar Höglund, KTH
 Civ ing Bernt Bäckström, Chalmers Tekniska Högskola
 Tekn dr Johan Claesson, Lunds Universitet
 Tekn dr Valdis Girdo, KTH
 Direktör Kjell Bakken, TEPIDUS AB
 Övering Wilhelm von Essen, TELEVERKET
 Avd dir Knut Thörn, TELEVERKET
 Byrådir Bengt Waldenstad, Vattenfall

2 PILOTANLÄGGNINGENS UPPBYGGNAD



Fig. 2.1 Televerkets arbetscentral i Jakobsberg

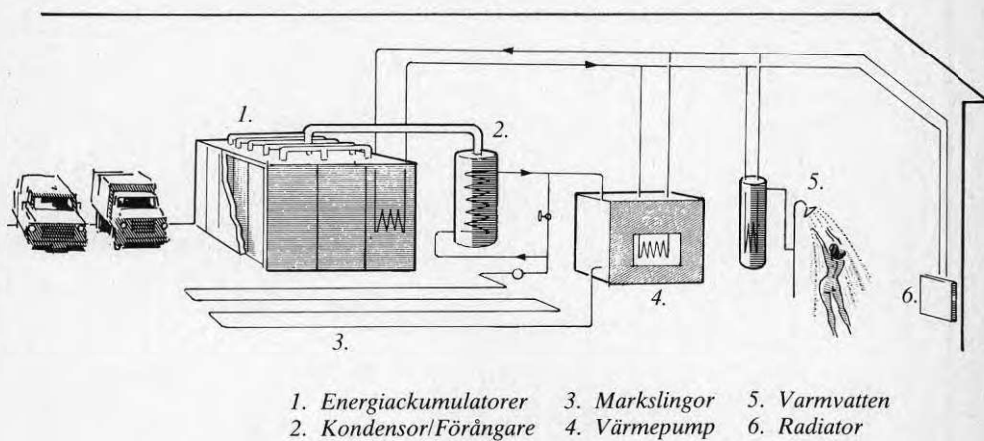


Fig. 2.2 Skiss av TEPIDUSSYSTEMET i arbetscentralen

2.1 Funktionsbeskrivning

Laddning

Den dieselmotordrivna värmepumpen (4) är ansluten till VVS-anläggningen via en distributionscentral. Huset kan värmas direkt från värmepumpen eller den kan kopplas till energiackumulatorerna (1) för att ladda TEPIDUS-SYSTEMET. Värmepumpens förångardel är ansluten till kondensator/förångare (2) och när temperaturen på varmvattnet från dieselvärmepumpen överstiger jämviktstemperaturen i energibehållarna (ca 55°C över kondensortemperaturen) laddas systemet. Saltet avger ånga som kondenseras i kondensator/förångare. Kondensationsenergin, 2/3 av tillförda värmeenergin, förs då åter till värmepumpens förångare som är ansluten till (2). Energin kan också föras ut i markslingan (3). Den återstående tredjedelen omvandlas i saltet till kemisk energi (dehydrationsenergi). Laddningsprocessen kan fortsätta tills saltet är helt torrt. Upphör tillförseln av varmt vatten, avstannar laddningsprocessen automatiskt.

Urladdning

Huset (6) och tappvarmvattnet (5) uppvärms när systemet urladdas. Understiger temperaturen i saltet jämviktstemperaturen strömmar vattenånga - och därmed värmeenergi - från förångaren (2) in till saltet. Förångningsenergin tas från marken via markslingorna (3). I saltet avges denna värmeenergi samtidigt som kemiskt bunden energi frigöres och temperaturen i energiackumulatören blir ca 55°C högre än marktemperaturen. Via ackumulatorns värmeväxlare tas värme som distribueras till husets radiatorsystem.

2.2 Markslingor

Ca 2000 m PEL-rör $\varnothing 40$ mm fördelade på 4 separata slingor är nedlagda under garagegolvet. Två av slingorna ligger ca 1.2 m och de andra två ca 0.8 m under betonggolvet. 6 olika mätbrunnar är utplacerade på olika ställen i golvet. 2 av slingorna är också försedda med en bevattningsslang om marken under golvet skulle bli torr och vi skulle önska bättre värmeöverföring. Det har emellertid visat sig vara mycket högt grundvattenstånd under golvet. Marken består av lera och sand. Avståndet mellan slingorna är 1 m och de täcker en yta av ca 2000 m²

Brinelösningen (f n vatten utan glykol) pumpas runt i slingorna med en centrifugalpump. Maximal flödes-hastighet är ca 14.000 l/h, vilket ger en temperaturskillnad mellan inoch utgående brinetemperatur i kondensator på 2,5°C vid en uttagen effekt av 60 kW från systemet. Effekttuttaget blir ca 20 W/m vid max belastning av markslingorna.

2.3 Kondensor/förångare

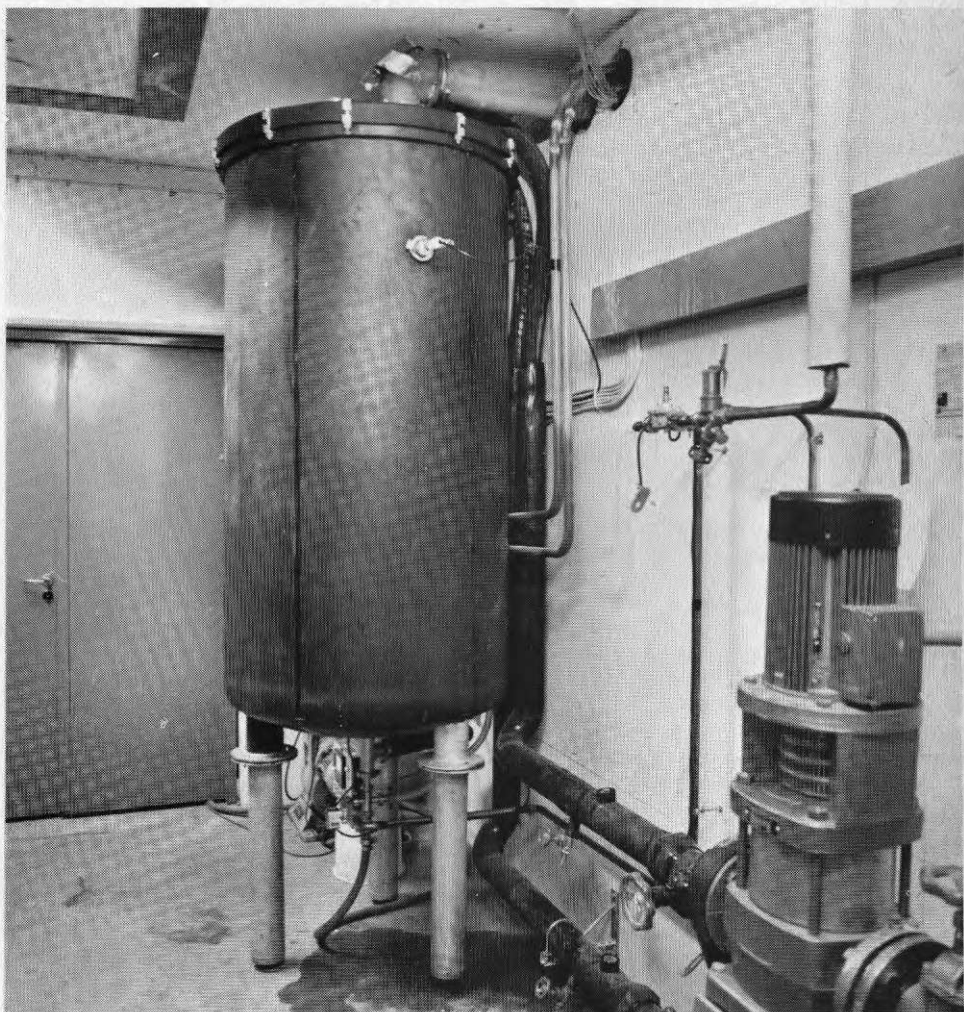


Fig. 2.1

Anläggningen har en kombinerad kondensor/förångare. Värmeväxlarpaketet består av 22 plattor av Alfa Laval's lamellvärmeväxlare. Varje platta är ca $1 \times 0,5$ m och total kondenserings/förångningsyta ca 25 m^2 . Plattorna är sammansatta med en 0-ringskonstruktion som ger täthet för vakuum. Brinelösningen tillförs genom en 50 mm ledning.

Värmeväxlarplåtarna är tillverkade i rostfritt stål (0,6 mm) medan övriga detaljer är av stål och varmförzinkade.

Värmeväxlarpaketet är placerat i en behållare med en diameter av ca 900 mm och en volym på 1000 l.

Ångan förs till och från kondensor/förångare genom 2 specialkonstruerade ventiler (genomlopp 100 mm) som sitter på behållarens lock.

Under urladdningsfasen förbrukas vatten och påfyllning kan ske automatiskt från kommunalvattensystemet.

Vid laddning fylls kondensorn med vatten som är destillerat från substansen. Behållaren töms vid en viss nivå och vattnet släpps ut i avloppet. Denna procedur är f n manuell, men skall senare automatiseras.

Vid anläggningens beräknade max-effekt ca 60 kW förångas ca 40 l (resp kondenseras) vatten/h. D v s behållaren måste tömmas (resp fyllas) flera gånger/dygn. Förångningen av vattnet sker genom att vattnet "sprayas" över värmeväxlarna.

2.4 Energitanke

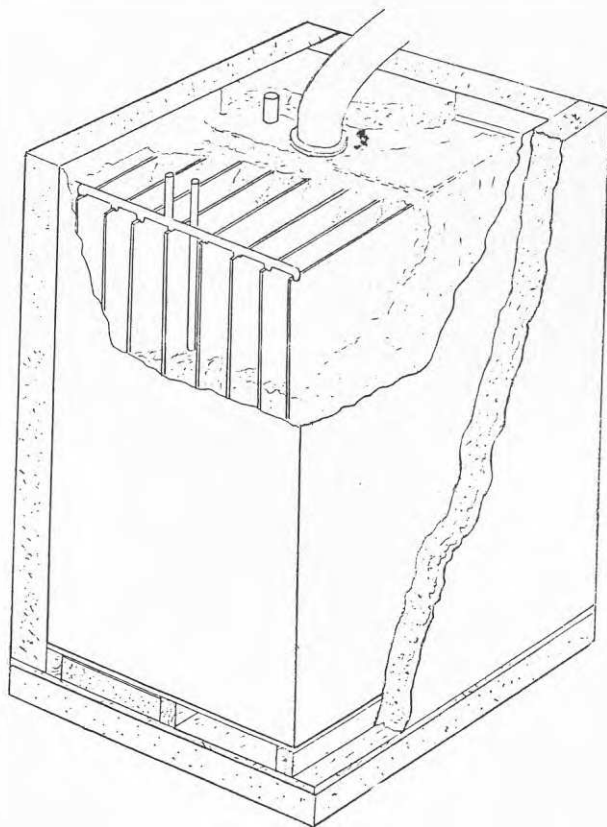


Fig. 2.2 Skiss av energitank med isolering

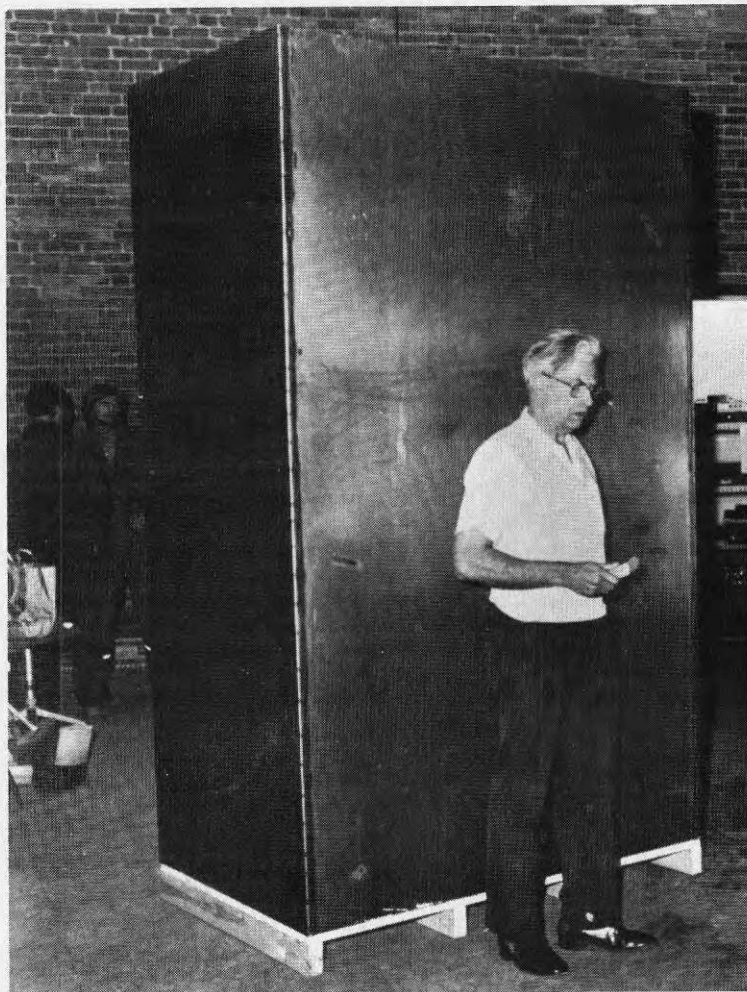


Fig. 2.3 Energitank 1x1,5x2,5 m. Kapacitet ca 2000 kWh

Lagringstankarna i TEPIDUSSYSTEMET är utförda i 1,5 mm järnplåt. Storleken är 1x1,5x2,5 m. Fogarna mellan plåtarna är migsvetsade. Tanken står på en träpall som är utförd så att man enkelt med truck skall kunna lyfta och förflytta tanken.

Tankens lock som påsättes efter fyllningen av saltet är fogsvetsat. På locket finns påsvetsat flänsar i olika dimensioner för anslutning av yttre rörsystem och mätledningar.

Huvudflänsen är en 80 mm:s öppning för vattenånga till och från tanken vid upp- resp urladdning. Dessutom finns fläns för evakuering av tanken resp anslutning av mätkontakt för intern temperaturmätning samt flänsar för anslutning av cirkulationsvattnet till värmeväxlaren i tanken. Denna värmeväxlare är en plattvärmväxlare för

överföring av värme till resp från saltet. Den består av flera parallella värmeväxlare som bildar ett paket som i sin helhet fyller ut tankens innermått. Värmeväxlarna är utförda i vanligt kolstål och ytan är ca 38 m² per ackumulator. Mellan värmeväxlarens plattor är saltet fyllt. I detta fall utgöres saltet av natriumsulfid i "flakes" som packats till lämplig täthet. För att gasen (vattenångan) lättare skall komma till saltets olika delar finns kanaler dragna genom saltet från toppen av tanken. Tanken rymmer ca 1900 kg torrt salt med en produktions- och lagringskapacitet något under 2000 kWh.

För kontroll av temperaturen i olika delar av tanken finns 6 temperaturgivare utplacerade i samtliga tankar längs en mittlinje med 40 cm mellanrum.

Akkumulatorsystemet består av 15 st tankar kopplade parallellt. Kring tankarna finns 18 cm isolering av gullfiber och under dem ett golv av 50 mm frigolit på vilket lastpallarna (också isolerade) under tankarna är uppställda. Varje tank har en separat ventil vid huvudflänsen för reglering av ångflödet. Dessutom separata ventiler för reglering av vattenflöde till värmeväxlarna och evakuering genom evakueringsflänsen.

Vid laddning av ackumulatorsystemet tillföres värmeväxlaren varmvatten som i sin tur värmer saltet. När saltet blivit tillräckligt varmt avges vattenånga från kristallerna. Ångan transporteras via kanalerna i saltet ut genom huvudventilen och till kondensorn. När allt vatten i saltet avgått är substansen laddad (torr).

Vid uttag av värme ur tankarna matas svalare vatten in i värmeväxlaren. Understiger temperaturen i saltet jämviktstemperaturen upptas vattenånga vilken strömmar från förångaren via huvudventilen till saltet.

Substansen i tankarna är hela tiden i fast form men tankens vikt fördubblas vid upptagande av maximal mängd vatten. Värmeväxlare och gasdistributionssystem är utförda för att tankarna skall kunna ta emot och leverera ca 4 kW värmeeffekt var vid måttligt temperaturfall mellan värmeväxlare och salt.

2.5 Värmedistributionssystem

Byggnadens uppvärmningssystem består av 5 alternativa uppvärmningssystem, varav 3 st är nya värmepumpsystem som testas och utvärderas.

Byggnadens energiförsörjning kan ske med:

1. Konventionell panncentral som användes då tester och provkörningar ej stämmer med byggnadens behov av energi. Televerkets vanliga verksamhet skall kunna pågå i huset obehindrat av forsknings- och utvecklingsprogrammet.
2. Varmvattenberedare med elpatron som i begränsad omfattning kan ge värme till huset.
3. Dieselmotordriven värmepump. (40-60 kW beräknad värmeeffekt).

4. TEPIDUSSYSTEMET

5. I samarbete med Vattenfall har en Stirling motordriven värmepump installerats. Denna kombination kan blir intressant vid en eventuell introduktion av bl a naturgas i Sverige. I samband med övergång till inhemska bränslen och naturgas ger kombinationen möjlighet till avsevärt bättre energiutnyttjande än konventionell eldning. Kombinationen med TEPIDUSSYSTEMET är i likhet med dieselvärmepumpen endast en tillämpning.

Värmedistributionssystemet är i kontorsdelen av vattenburen typ med radiatorer.

Verkstads- och garagedelen uppvärms med luftburen värme från en luft/luft värmepump.

Samtliga uppvärmningsanordningar kan samköras eller fungera var för sig. Detta medför att åtta driftfall finnes. Samtliga driftfall framgår av installationsritningar. Här redovisas endast två driftfall betecknade 2 och 7 (se fig. 2.4 och 2.5).

Driftfall 2. Dieselvärmepump för laddning av energilagringssystemet (fig 2.4). Driftfallet förutsätter visst uppvärmningsbehov av byggnaden. Oljepannan skall vara avstängd och kompressorerna i luft/luft värmepumpen frånslagna.

Dieselvärmepumpen eller alternativt den Sterling motordrivna värmepumpen tillslagen. Rörsystemen skall vara öppna mot byggnadens uppvärmningssystem och tappvarmvattenberedare samt till TEPIDUS energilagringssystem.

Exempel

Dieselvärmepumpen levererar ca 40 kW värme med en temperaturnivå på ca 70°C. Ca 15 kW av detta åtgår för byggnadens värme-, ventilations- och tappvarmvattenberedning. 25 kW matas via rörsystemet in i TEPIDUSSYSTEMETS energitankar. Av dessa 25 kW lagras 1/3 som kemisk energi och 2/3 återföres till dieselvärmepumpens förångare och "pumpas" upp till en hög temperaturnivå. Dieselvärmepumpen kan på detta sätt köras med full belastning under lång tid eftersom energiöverskottet kan lagras effektivt.

Driftfall 7. Energilagringssystem TEPIDUS för uppvärmning (fig. 2.5).

I detta driftfall skall oljepanna, dieselvärmepump och Sterlingsvärmepump samt kompressorerna i luft/luft värmepumpen vara avstängda.

SVALT återledningssystemet från värmeledningssystemet cirkuleras genom ackumulatorernas värmeväxlare och uppvärms. Energi tas ur markslingssystemet på en låg temperaturnivå och "pumpas" via TEPIDUSSYSTEMET upp till en hög temperaturnivå, användbar för husuppvärmning och tappvarmvattenberedning.

ENERGIFLÖDE DRIFTFALL 2
DIESELVÄRMEPUMP FÖR
LADDNING AV TEPIDUS OCH
UPPÄRMRING.

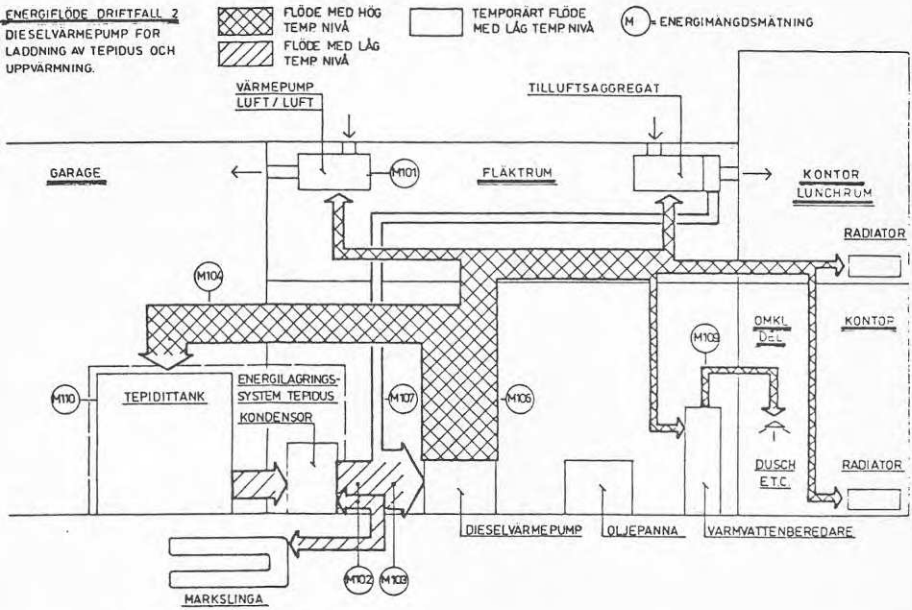


Fig. 2.4 Driftfall 2.

ENERGIFLÖDE DRIFTFALL 7
ENERGILAGRINGS-SYSTEM
TEPIDUS - U_h12=U_h78 FÖR
TOTALUPPÄRMRING

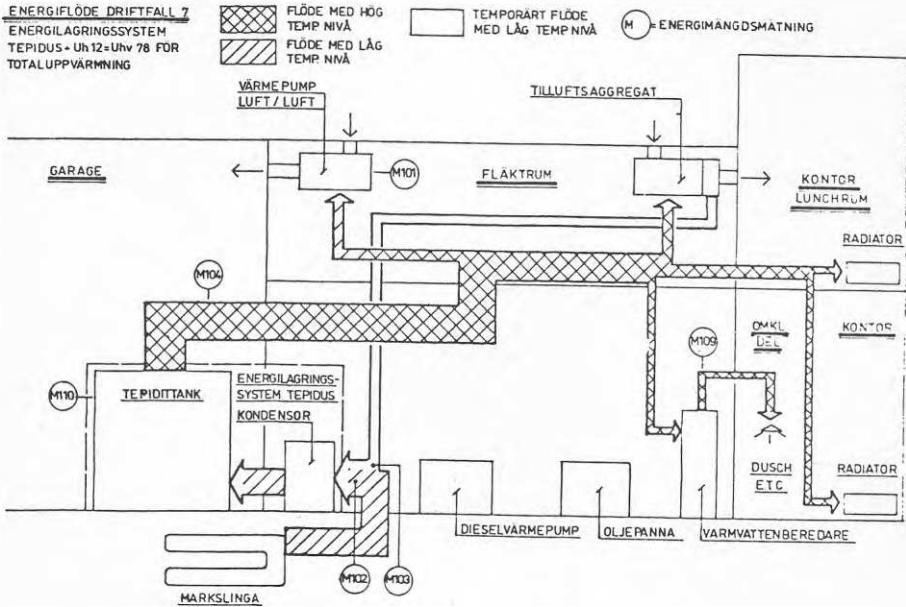


Fig. 2.5. Driftfall 7.

2.6 Dieselmotordriven värmepump

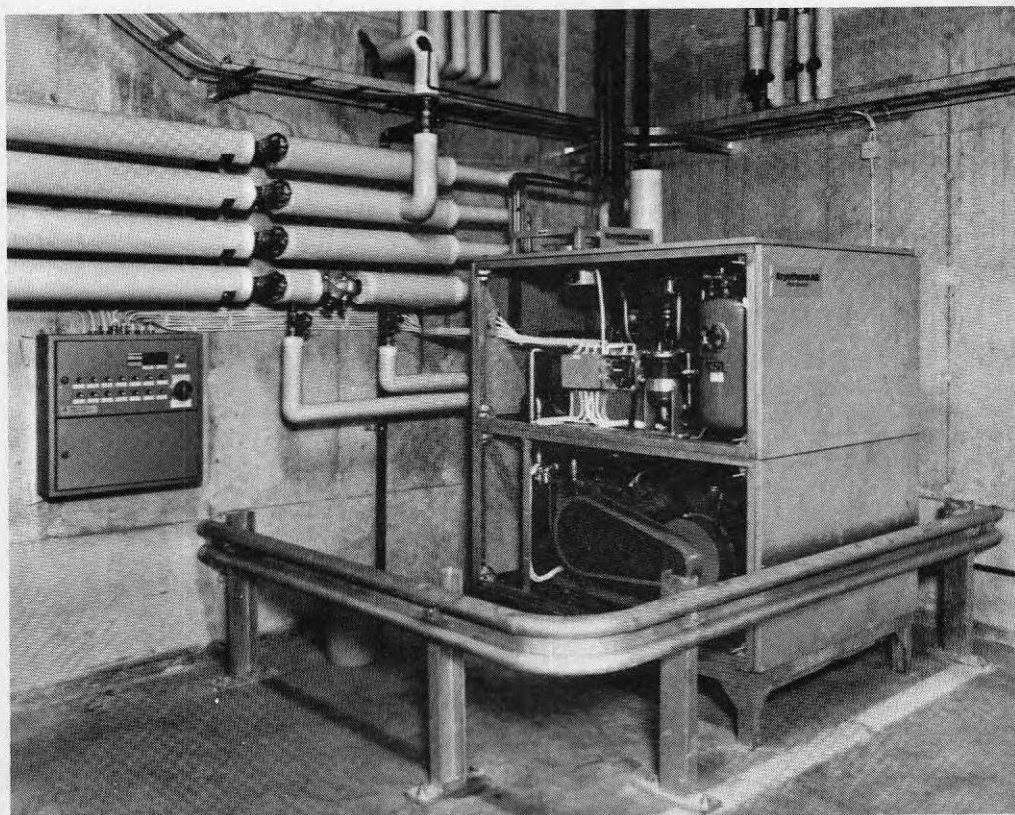


Fig. 2.6 Dieselmotordriven värmepump

Televerket har vid flera tillämpningar behov av icke nätanslutna värmepumpar. Arbetscentraler och större byggnader kan uppvärmas med hjälp av dieselmotordrivna värmepumpar. Beräkningar visar att oljeförbrukningen för uppvärmningen av byggnaden kan minskas till hälften om dieselmotordriven värmepump används i stället för oljepanna.

Dieselveärmepumpen som installerades 1979 är nr 2 i en prototypserie om 7 maskiner. Den har sedan dess varit i provdrift under kortare perioder.

Värmepumpdelen är kopplad till dieselmotorn via en kilrepsöverföring. Energin till värmepumpen tas alternativt från:

- Läge 1: Uteluft (med aktiv avfrostning)
- 2: Uteluft, spillvärme (frånluft) och markslingsystem
- 3: Markslingsvatten och spillvärme från luftkonditioneringsystemet.

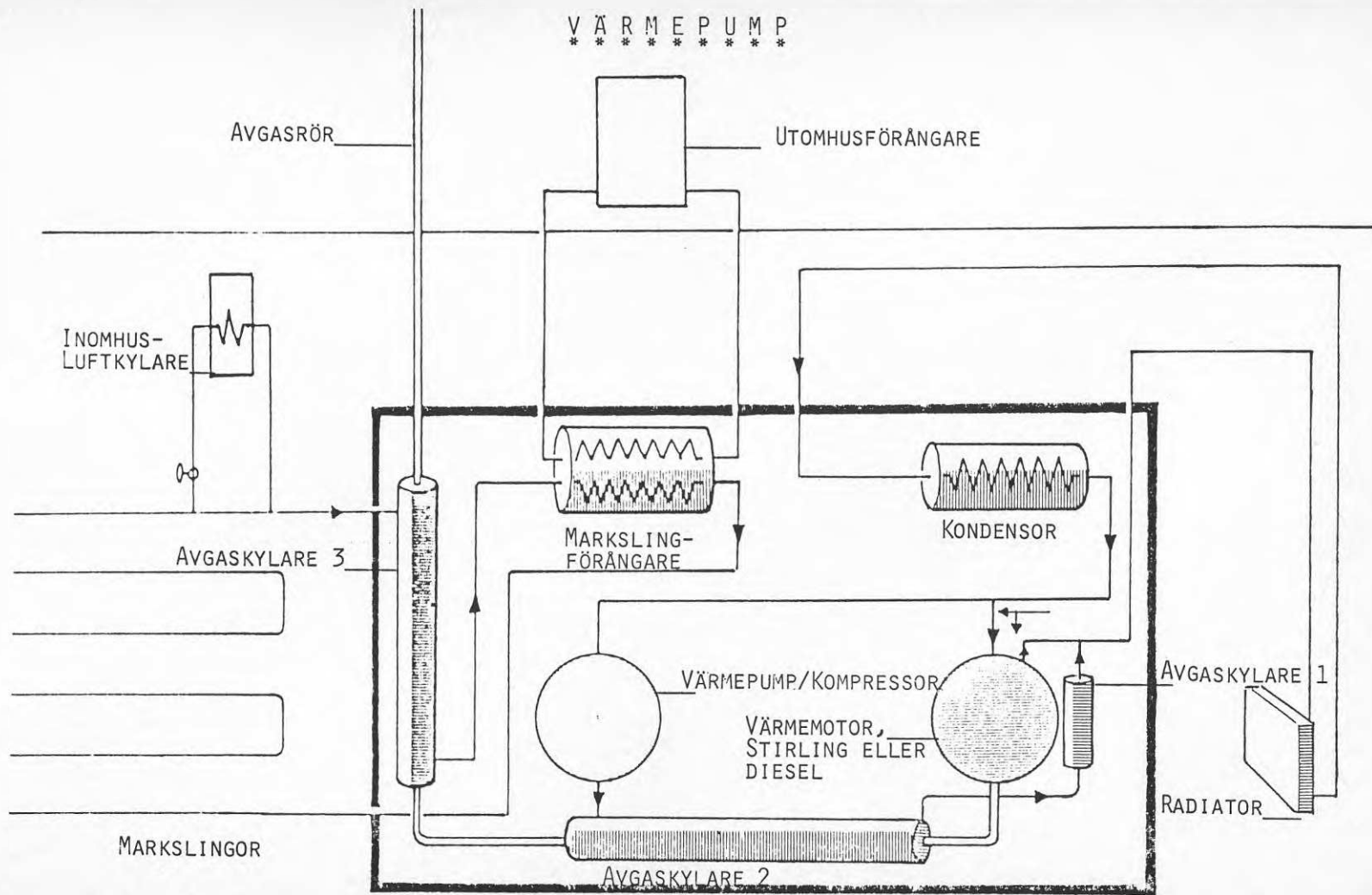


Fig. 2.7 Skiss av dieselmotordriven värme pump

I läge 2 övergår energiuttagningen automatiskt från uteluft till markslingssystemet så att maximal effekt erhålles oberoende av utetemperaturen.

Dieselmotorn har en axeleffekt på ca 18 kW.

Kompressordelen är av konventionell typ med vattenkyld topp och freon R 12 används.

I samarbete med tillverkaren Kryoterm AB har vissa modifikationer utförts, speciellt med tanke på anpassningen till TEPIDUSSYSTEMET. Bl a har uteförångaren kopplats bort och energin tas således alltid från TEPIDUSSYSTEMETS kondensator, markslingorna eller luftkonditioneringsystemet.

Utprovnigen har visat att den maximala returtemperaturen från värmesystemet får vara maximalt 60°C. Utgående temperatur från systemet kan då bli 67-80°C beroende på belastningen.

För att dieselvärmpumpen skall kunna fungera ihop med lagringssystemet har en återkylare med automatventil monterats på värmeledningsreturen. Maximala temperaturen - på returvattnet - kan då sättas till 60°C och energin från återkylaren förs in i returluftsytstemet.

2.7 Stirlingmotordriven värmpump

För att få praktisk erfarenhet av stirlingmotorn i samband med drift av värmpump har Vattenfall låtit installera en av FFV tillverkad motor. Denna motor driver en generator. Generatoren driver en konventionell värmpump tillverkad av Kryoterm AB. Data enligt leverantören FFV:

Drivaxeleffekt vid 1800 r/m	(kW)	11	1.7
Elektrisk effekt	(kW)	9	1.3
Värme kylvatten	(kW)	20	5.3
Avgaser	(kW)	3.7	0.5
Ventilation	(kW)	6.5	3.3
Totalt	(kW)	30.2	9.1
El & värme	(kW)	39.2	10.4
Bränsleförbrukning (l/h diesel)	(kW)	3.9	1
Driftskostnad (öre/kWh)	(kW)	16.7	16

Denna specifikation avser motor V160 utnyttjad som kraftvärmeverk. Med värmpump tillkopplad avger den ca 9 kW värmeffekt.

Utvecklingsfas II för tillämpning av stirlingmotor--värmpump är en direktkoppling mellan motor och kompressordel samt optimering. Denna utveckling är ej kopplad till TEPIDUSSYSTEMETS utveckling.

2.8 Automatisering, komplettering

För automatisk drift av anläggningen skall en styroch mättdator installeras. F n måste exempelvis tömning och fyllning av vatten i kondensator/evaporator göras manuellt.

3 TESTPROGRAM

3.1 Inledning

För att särskilja 2 olika mätsystem med olika syften har vi dels använt ordet TESTPROGRAM, dels MÄTPROGRAM.

TESTPROGRAMMET syftar till de mätningar som görs direkt på och inuti TEPIDUSSYSTEMET. Temperatur, tryck och ångflöden i energitankar, kondensor, ångrörsystem hör till denna kategori såväl som energiflöden till och från energitankar och kondensor/evaporator. Dessa mätningar görs för att hämta kunskaper om systemet vid olika belastningsfall och vid olika laddningsstatus. Registreringarna sker kontinuerligt på flerkanalsskrivare.

MÄTPROGRAMMETS mätningar (Fas II) skall ske parallellt med testprogrammets när det gäller energiflöden till och från energiackumulatorerna, men i övrigt skall energi och effekter i hela systemets ytterkrets mätas för att ge underlag för energibalanser. Detta program skall genomföras i samarbete med Institutionen för byggnadsteknik och Mätcentralen, KTH.

3.2 Testparametrar

De storheter, som på ett praktiskt sätt karakteriserar ett lagringssystem av TEPIDUS-typ är systemets specifika effekt och dess urladdningskaraktistika.

Spec effekten P_S definieras såsom den från ackumulatortorn uttagna effekten uttryckt i watt dividerat med antalet kg torr ackumulatormassa (i laddat tillstånd) och även dividerat med den temperaturskillnad som råder mellan å ena sidan ackumulatorns temperatur i helt obelastat tillstånd och å andra sidan temperaturen hos utgående vatten från värmeväxlarna i ackumulatorsystemen vid den aktuella belastningen. P_S har dimensionen $W/kg \times ^\circ C$.

Ett kg torr natriumsulfid har en potentiell värmeproduktionskapacitet på ungefär 1 kWh. Om den uttagna värmeeffekten antages vara 1 W/kg vid en temperaturavvikelse på $1^\circ C$ från jämvikt, är systemets spec effekt 1 W/kg $\times ^\circ C$ och urladdningstiden är 1000 h, d v s ca 40 dygn. Om ett större temperaturfall kan godtagas, kan effekten hos systemet ökas i motsvarande grad. P_S , som ju är direkt proportionellt mot effekten beror bl a av makrooch mikrokanalstrukturen i den aktiva natriumsulfidmassan och också av urladdningsgraden. P_S minskar med ökad urladdningsgrad.

Akkumulatorns effekt vid såväl laddning som urladdning kan beräknas på tre sätt:

1. Medeleffekt

Erhålles ur kondenserad resp förångad vattenmängd per tidsenhet och är ett direkt mått på den energi som lagrats i eller avgivits från saltmassan.

2. Momentan effekt ur ($t_{in} - t_{ut}$)
Beräknas ur temperaturskillnad mellan in- och utgående värmeväxlarvatten i ackumulatören samt flödets storlek. Detta skall korrigeras för termiska förluster till omgivningen.
3. Momentan effekt ur ($t_{oin} - t_{out}$)
Beräknas ur temperaturskillnad mellan in- och utgående värmeväxlarvatten i kondensor/förångare samt flödets storlek. Skall korrigeras för termiska förluster till omgivningen.

En ackumulators urladdningskurva beskriver hur ackumulatorns temperatur, eller hellre temperaturen hos det utgående varmvattnet t_{ut} minskar med ökad urladdningsgrad vid konstant belastning. I praktiken innebär konstant uttagen effekt en komplikation vid mätningar. Det är enklare att t ex använda en luft-vatten-värmväxlare för bortförsl av den frigjorda värmeenergin, varvid temperaturen hos den kylande luften är i stort sett konstant. Eftersom ackumulatorns temperatur sjunker långsamt med ökad urladdningsgrad minskar därvid den uttagna värmeeffekten något under urladdningsförloppet. Samtidiga temperaturmätningar på valda ställen i några ackumulatorers massa är nödvändiga för att kunna studera ång- och värmetransport inom massorna samt därvid kunna observera eventuella förändringar i massan.

Övriga delar av anläggningen, vars funktioner skall följas upp, är förångaren/kondensorn och jordslingorna.

Förångaren/kondensorns funktion kan vid förångning komma att påverkas av salter och föroreningar i kommunalvattnet. Avdunstning av 30 ton vatten ger ca 6 kg salter och möjligen mer eller mindre olösliga substanser, vilka kan påverka förångaren/kondensorns funktion. Kontinuerlig mätning av ångtrycket i behållarens topp och därigenom bestämning av förångaren/kondensorns "fiktiva" temperatur, d v s ångans temperatur under driftförhållanden bör kunna ge indikation om ökat temperatur- och tryckfall p g a ytbeläggning. För att motverka beläggning kan vid påfyllning en ursköljningsoperation ske.

Jordslingornas funktion studeras genom temperaturmätningar i jorden runt slingorna vid olika belastningsfall. (Se fas II utvärdering).

Sammanfattningsvis skall följande mätningar och registreringar genomföras, i första hand under en full laddnings- urladdningscykel.

Akkumulatorerna

Kontinuerlig registrering av temperaturerna i ackumulatormassan i valda tankar. Mätning skall ske kontinuerligt på minst 4 tankar, belägna på olika ställen för att se eventuell inverkan av långa ångrör till långt ut belägna ackumulatorer, jämfört med nära belägna i förhållande till evaporator/kondensator. (Se fas II utvärdering).

Förångare/kondensor

- Kontinuerlig registrering av temperaturen t_{oin} hos ingående värmväxlarvatten samt skillnaden ($t_{oin} - t_{out}$).
- Mätning av vattenflödet.
- Provtagning av kondenserat vatten för analys samt även av återstående, saltanrikat vatten efter förångning efter visst antal påfyllningar.

3.3 Preliminära mätresultat och erfarenheter

Under 1981 har ett testprogram körts på Televerks-systemet för att utröna om beräknade data angående systemets parametrar samt rent tekniska detaljer uppfyller våra krav.

Först startades uppladdning av en av tankarna, som för detta ändamål tillsammans med 2 till är separat isolerade för att kunna köras ensamma. Denna tank, kallad I värmdes med vatten från oljepannan för att få renodlade förhållanden. Vi granskade under laddningen de typiska parametrar som anger effektutbytet vid överskridandet av jämviktstemperaturen. Vidare tittade vi på snabbheten i systemet vid ändring av laddningstemperaturen. Kondensorns funktion kontrollerades vid olika effekter och jordslingans reaktion när värme kondenserades där. När vi erhållit de data som var nödvändiga på en ensam tank, parkörde vi två tankar och senare tre för att se om några komplikationer tillstötte.

Samtliga dessa tre tankar laddades sedan helt. Laddningen skedde inte enbart med oljepannan utan prov kunde även utföras med dieselvärmepumpen. Sammanlagt var resultatet från laddningen positiva. Bl a visade tankarna mycket snabb reaktion vid temperaturförändringar samt bra effekt vid måttlig avvikelser från jämvikten. Kondensorn testades vad beträffar kondensationskapacitet, varvid lågt tryck kunde upprätthållas utan problem.

Problem fick vi dock med markslingorna som redan före laddning av tankarna var ca 15°C. Dessa blev under laddningens gång över 20°C, varvid jämvikten på saltet närmade sig 80°C, vilket är en temperatur som vi inte vill överskrida med laddningsvattnet, då vid okontrollerade förhållanden saltet kan ta skada (hårdsintra).

Slutfasen av laddningen skedde med endast någon grad tillgodo. Vid denna höga temperatur på markslingorna användes dieselvärmepump för laddning. Denna hämtade sin energi från kondensorn i TEPIDUSSYSTEMET. Orsaken till att vi nådde så hög marktemperatur är naturligtvis att vi utfört laddning på systemet utan föregående urladdning under vintern, vilket hade varit normalt. Vi startade så att säga försöken i fel fas. Laddningen gick dock bra med ca 2-3 kW per tank, vilket är lägre än när marktemperaturen ligger vid normal nivå.

Efter laddningen utfördes motsvarande försök med urladdning. Först urladdades endast en tank i taget och testades vid olika belastning varefter alla tre tankarna kördes parallellt.

I detta fall var det naturligtvis en fördel med varm jordslinga. Vid urladdningen tittade vi speciellt på temperaturfallen i systemets alla led samt markslingornas temperatursänkning vid olika effektuttag. Kondensorns temperaturfall vid olika effekter och flöden samt dess tryckfall. Rörledningarnas tryckfall samt tryckfallen genom saltmassan. Vidare temperaturfall mellan salt och värmeväxlare.

Hittills erhållna resultat visar att den beräknade effekten 4 kW per tank kan tas ut med måttliga temperaturfall. Vid parallellkörning av alla tre tankarna uppstod till att börja med problem med balansen mellan vattencirkulationen till tankarnas värmeväxlare men detta kunde lösas relativt enkelt.

I kurvform har presenterats några intressanta parametrar som uppmättes vid laddning och urladdning, och dessa ger en god bild av förhållandena i systemet under olika driftfall. De aktuella temperaturfallen vid urladdning eller de nödvändiga ökningarna av temperaturerna vid laddning framgår tydligt på kurvbladen. Lägg märke till kondensorns mycket tillfredsställande fiktiva temperatur, dvs den från sluttrycket i kondensorn uträknade temperaturen. Denna visar att både kondensation och förångning sker effektivt.

Slutomdömet från denna testperiod med laddning och urladdning av tre tankar i systemet - var för sig - eller parallellt är att det fungerat tillfredsställande och att de data som uppmätts i huvudsak motsvarar våra beräkningar.

Praktiska problem som exempelvis jordslingans höga temperatur måste lösas i testanläggningen med hjälp av luftkylare om vi skall ladda under den varma årstiden.

Inkörningsperioden med dieselvärmepumpen har varit ganska besvärlig med ett flertal felaktigheter på olika komponenter. Då dieselvärmepumpen ej fungerar bra om temperaturen på returvattnet är högt, har vi gjort en systemändring så att returvattentemperaturen sänks i en värmeväxlare. Under provperioden har dieselvärmepumpen avgivit vatten vid 68°C och den "kalla" sidan har då varit 4°C. Δt alltså ca 64°C. För att öka effekten måste temperatursteget ökas.

Efter denna testperiod skall nu alla 15 tankar laddas samtidigt. Dieselvärmepumpens kapacitet och tillförlitlighet kommer då att provas mer ingående.

3.4 Testresultat i kurvform med kommentarer

Laddning tank I (se diagram A) visar typiska data vid laddning av tank I vid två olika effekter. Från 2,9 mol till 2,65 mol vid en låg laddningseffekt på ca 350 W laddning. t_{in} och t_{ut} under klammern "TEPIDUSTANKAR" anger temperaturer på ingående resp returvattnet från värmeväxlaren i saltet. t_{in} och t_{ut} under klammern "KONDENSOR" anger motsvarande förhållande på vattnet från jordslingan till kondensorns värmeväxlare.

t_{fiktiv} under samma klammer visar den temperatur, som kondensorn i sin helhet uppvisar mot den ingående ångan. Denna temperatur är uträknad från trycket i toppen på kondensorn. Vattenflödet till saltets värmeväxlare är 3000 l/h och till kondensor 2000 l/h.

Motsvarande kurvor vid laddning av tre tankar I, II och III syns i diagram B.

De tre följande kurvorna (se diagram C, D, E) visar samma parametrar som vid urladdning av dessa tre tankar, en i taget vid tre olika belastningar. Diagram F visar 3 tankar vid urladdning.

Man lägger i samtliga fall märke till hur den fiktiva temperaturen nära sammanfaller med t_{ut} ur kondensorn. Detta visar kondensorns mycket höga effektivitet. Vid urladdning ser man också utgående vattnets temperatur som vid samtliga belastningsfall nära ansluter till saltets jämvikt $t_{\text{fiktiv}} +56^{\circ}\text{C}$.

Diagram A

Televerkets Arbetscentral
Laddningstank I

810911 40
M. Kärebring

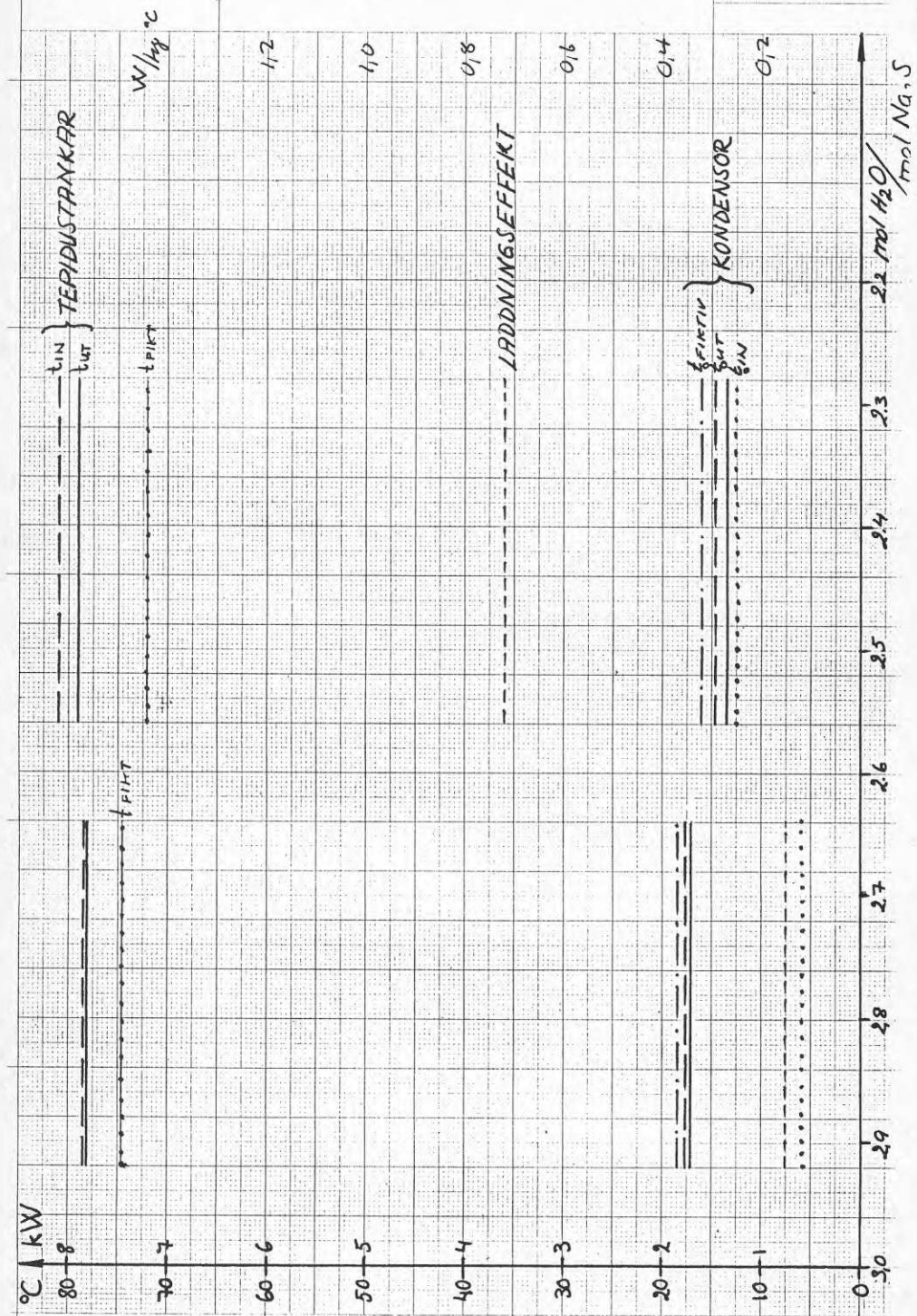


Diagram B

Televerkets Arbetscentral
Laddning/Tank I, II, III

810911

41

M. Kärebring

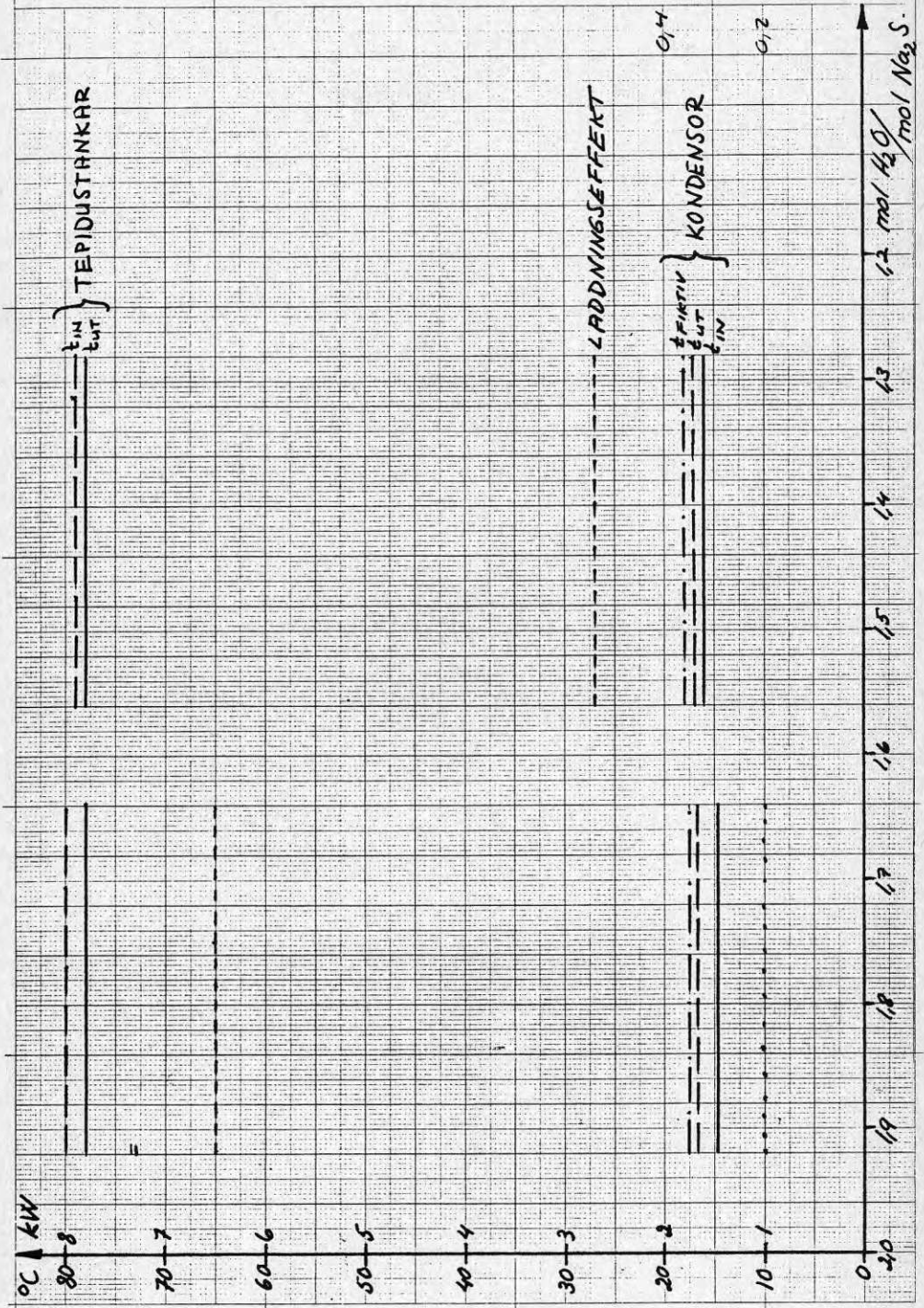


Diagram C

Televerkets Arbetscentral
Urladdning Tank I

810911 42
H. Kärebring

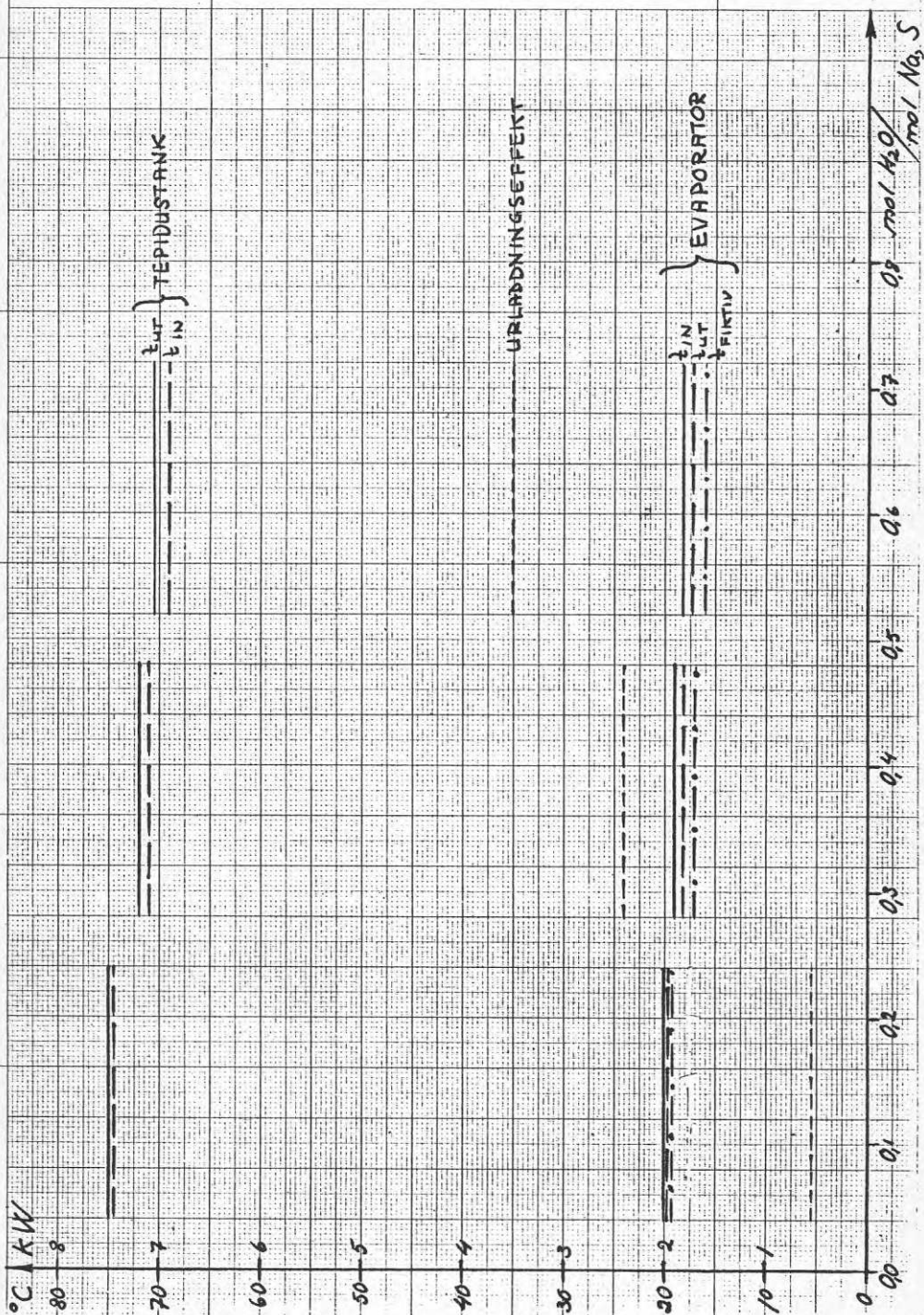


Diagram D

Televerkets Arbetscentral
Urladdning Tank II

810911 43
M. Kårebring

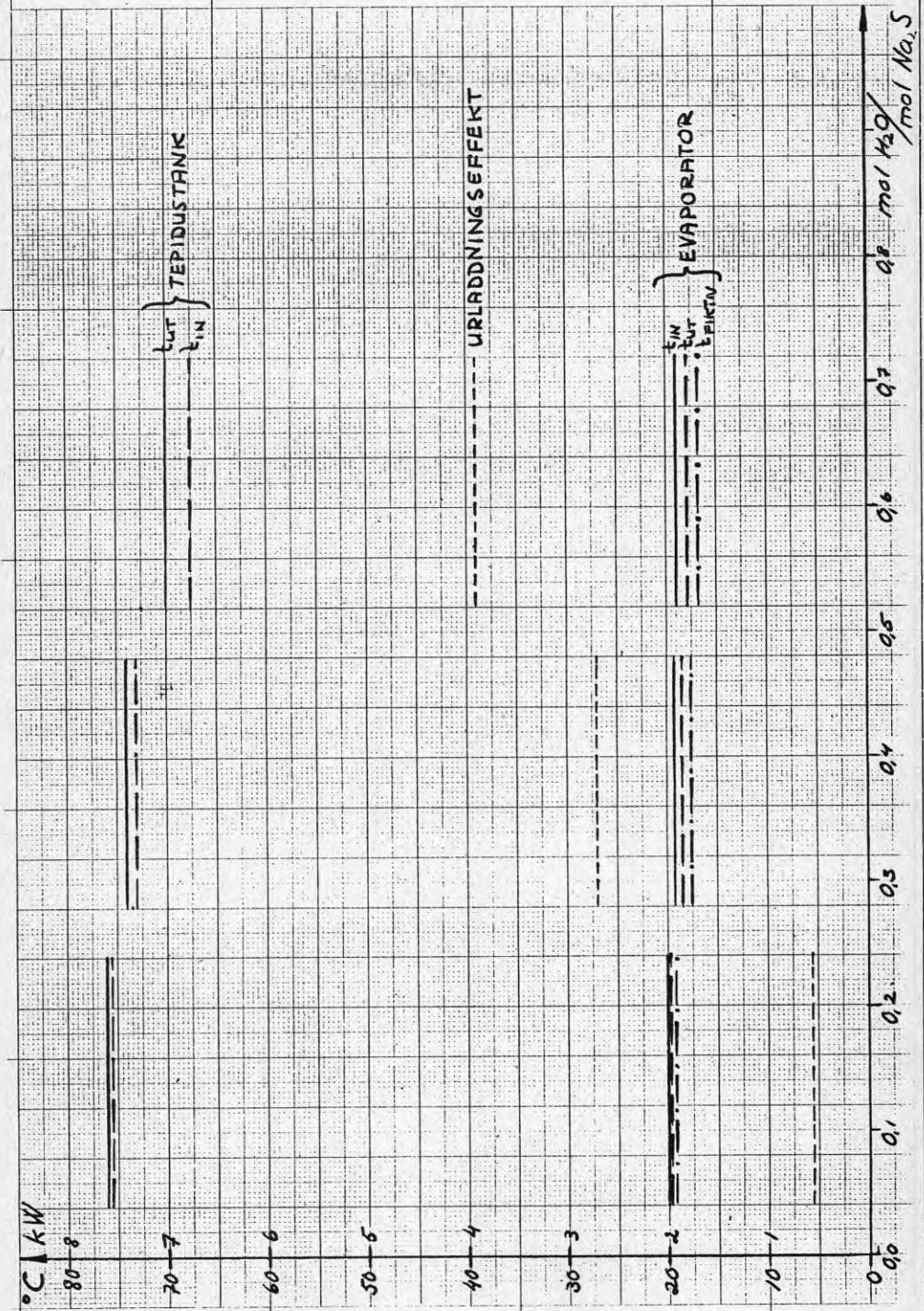


Diagram E

Televerkets Arbetscentral
Urladdning Tank III

810911 44
M. Kärebring

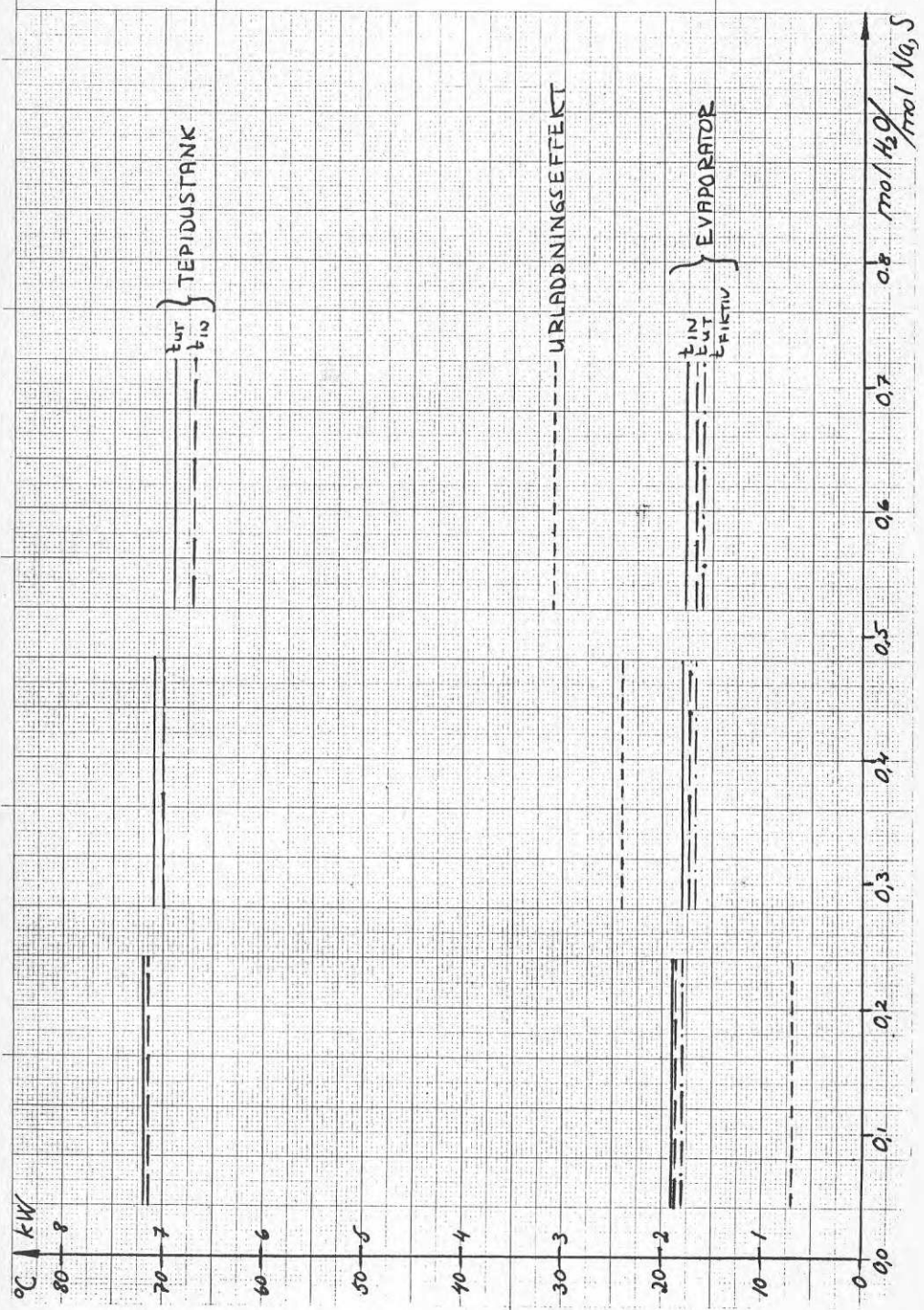


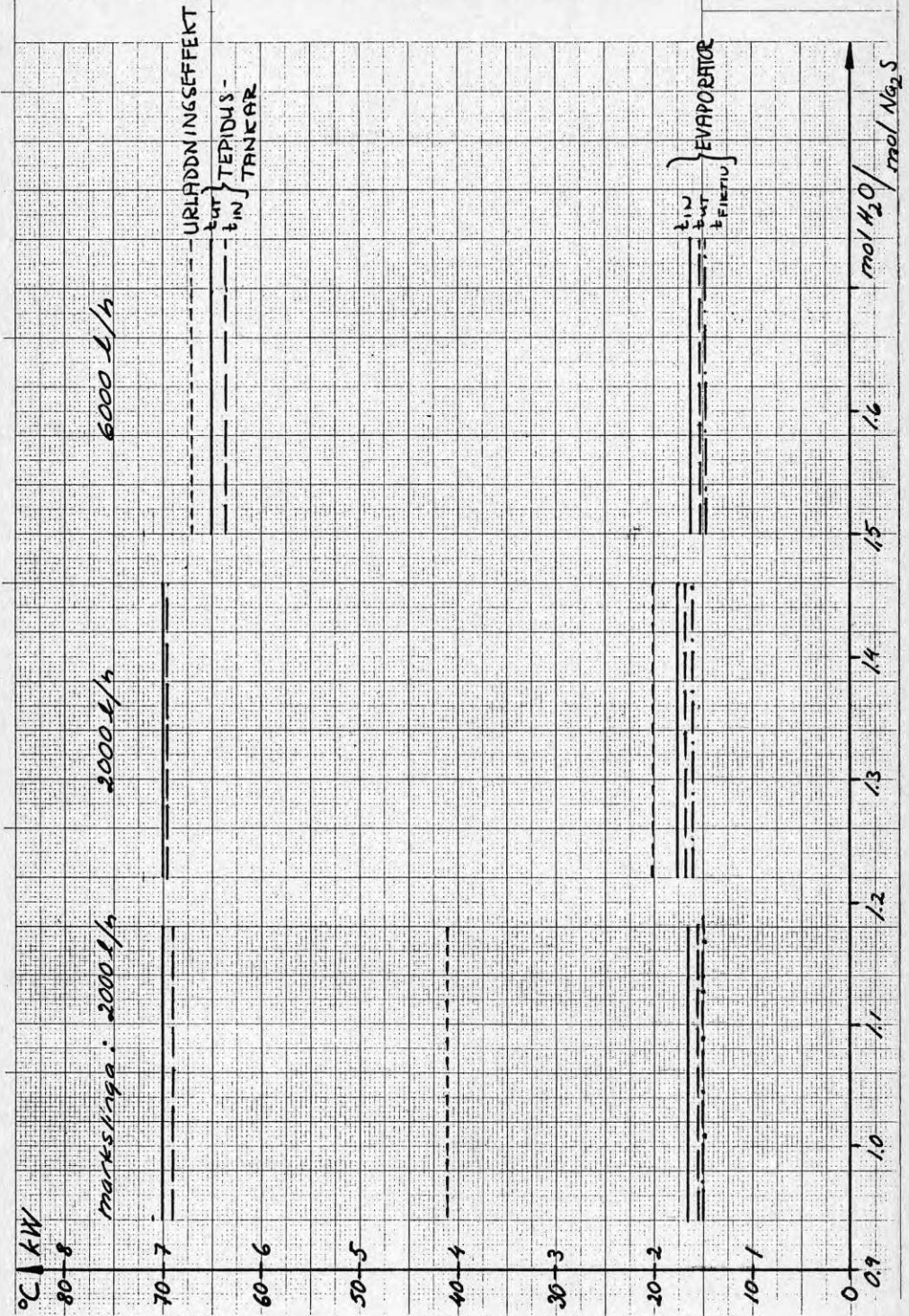
Diagram F

Televerkets Arbetscentral
 Urladdning Tank I, II, III

810915

45

M. Kdrebriing



4 FAS II UTVÄRDERING

4.1 Mätprogram (Resumé)

För att utvärdera hela TEPIDUSSYSTEMET insatt i värmedistributionssystemet har i samarbete med tekn dr Valdis Girdo, Institutionen för byggnadsteknik, KTH, och Mätcentralen, KTH, utarbetats ett utvärderings/mätprogram.

Detta mätprogram, som är helt fristående från testprogrammet tidigare beskrivet (kapitel 3), är datorbaserat och ett passivt registreringssystem. I en uppsamlingsenhet placerad i arbetscentralen, registreras på kassett de utvalda temperatur- och flödesmätningarna. Kassetten byts ut varje vecka och behandlas i Mätcentralens dator.

I utvärderingsprogrammets målsättning
- ambitionsnivå - anges bl a följande:

Slutredovisningen av den experimentella undersökningen ska i princip innehålla bl a följande

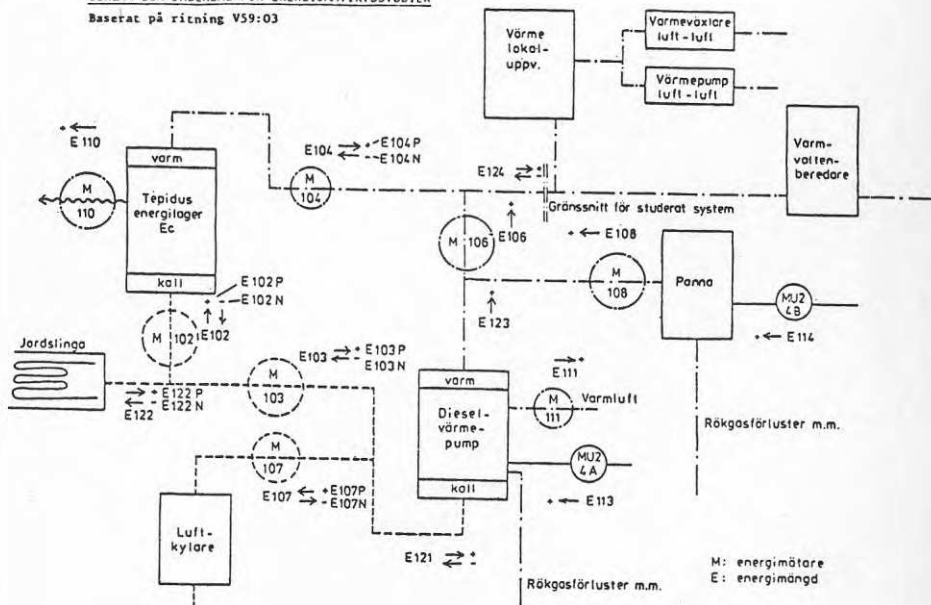
- systemvärmefaktor, årsvärde, åtföljd av fördelningen över ett år av till lokalen avgiven värmemängd som även kan betraktas som totala värmebehovets fördelning vid 100% försörjningsgrad från det studerade systemet
- klimatkaraktäristik av resp år jämfört med normala förhållanden: solinstrålning, lufttemp m m
- lufttemperaturer i några av byggnadens lokaler
- månadsoch årssummor av energibalanser

Arbetsmoment från avläsning av mätgivar till presentation av slutligt resultat Planerad arbetsuppdelning

- | | |
|--|--|
| 0. Formulering av målsättning med den experimentella undersökningen. Noggrannhetskrav. | Byggnadsteknik, KTH & TEPIDUS & Televerket |
| 1. Plan över mätgivare. Ritningar, scheman, beskrivningar. | Byggnadsteknik, KTH, TEPIDUS & Televerket |
| 2. Plan över mätsignaler från mätgivare och överföringsfunktioner till sökta mätstorheter. | Byggnadsteknik, KTH |
| 3. Bearbetning av primära mätvärden parallellt med avläsning av mätgivare med hjälp av lokal dator. Konstruktion av datorprogram för detta. Vissa standardrutiner finns. | MCE |
| 4. Ackumulering av primära, direkta och härledda mätvärden. Normalt ackumuleringsintervall 1 timme | MCE |

- | | |
|--|-------------------------------------|
| 5. Överföring av ackumulerade värde som summor eller medelvärden till MCE datorsystem för lagring och senare bearbetning. Beskrivningsfil enligt MCE-systemet. | MCE
B-fil byggnadsteknik,
KTH |
| 6. Rimlighetskontroller av lagrade värden. | MCE |
| 7. Direkt presentation av lagrade värden bl a i diagramform med hjälp av standardplottningsprogram | Byggnadsteknik,
KTH |
| 8. Sammanställningar av resultat, energibalansberäkningar, summor, medelvärden, varaktigheter m m | Byggnadsteknik
KTH |
| 9. Presentation av resultatet i koncentrerad form relaterat till klimatförhållanden m m. Detaljerade resultat i bilagor. Feluppskattningar. | Byggnadsteknik
KTH |

SCHEMA SOM UNDERLAG FÖR ENERGIJÄRVIKTSSTUDIER
Baserat på ritning V59:03



Energimätare:
 energitransport i vätska: M 102, M 103, M 104
 M 106, M 107, M 108
 energitransport i luft: M 111
 värmeförluster från energilager: M 110
 energi i brännolja, flödesmätare: MU2:4A, MU2:4B

Antal givare::
 temperaturer 40 st
 vätskeflöden 8 st

Testoch utvärderingsprogrammet skall pågå i minst 2 år då anläggningen förutom att fungera som ett uppvärmningssystem under normala driftsbetingelser skall utsättas för extrema prov. På det sättet kan vi få fram systemets begränsningar och möjligheter.

5. EKONOMI

5.1 Ekonomi

Energikostnaden per kWh från ett lagringssystem är direkt avhängig av laddningsenergens kostnad och systemets utnyttjandegrad. I ett säsonglagringssystem, där lagret omsätts endast en gång per år, blir kapitalkostnaderna så höga att även om primärenergien är mycket billig (spillvärme) blir kostnaderna per producerad kWh hos konsumenten betydligt högre än dagens energikostnad med konventionell oljeeldning.

Det är därför viktigt att använda energibehållaren optimalt med ett stort antal ur- och uppladdningar per år. Optimering av ekonomin fås om systemets egenskaper, att kunna kyla samtidigt som värme tas ut, kan utnyttjas.

Denna rapport omfattar inga detaljerade kostnadsberäkningar för olika tillämpningsområden. Uppskattad kostnad för några tillämpningar belyses.

Produktionskostnaden för en energiackumulator med en kapacitet på 1 MWh kan med nuvarande erfarenhet uppskattas till ca 10.000 kr. Görs enheterna större minskar kostnaden per MWh något. Förutsättningen för denna kostnad är stor serieproduktion.

Med denna utgångspunkt får man välja vilken tillämpning som skall kostnadsberäknas. Kringutrustningens kostnad (kondensator, markslingor, styrenhet, rör etc) kommer att starkt variera med tillämpningen. För en installation med en effekt av ca 15 kW uppskattas kostnaden till ca 30.000 kr.

5.1.1 Laddning med spillvärme

Med en kostnad för energiackumulatören enligt ovan och tidigare beräkningar för transport av energin från en spillvärmeproducent beräknas kostnaden för avnämaren blir 25-30 öre. Detta under förutsättning att det är storskalighet (över 5MW effekt spillvärme) och välordnad transport med bilar med lastkapacitet på 12-20 ton.

Mottagaren av energin i detta exempel är en industri (eller ett bostadshus) där en grundinstallation av förångare med styrutrustning har gjorts. Det har beräknats att avskrivningen skall ske på 20 år och räntan har satts till 4 % (realränta).

5.1.2 Laddning med nattelektricitet

Korttidslagring (dygns-, ev vecko-) med billig nattel som laddningsenergi är i flera länder en attraktiv tillämpning. Omsättningen på lagret kan här överstiga 300 gånger per år och med en elkostnad som under

"peak time" kan bli 40-50 öre och under
 "off peak time" kan bli 15-25 öre finns det åtskil-
 ligt att vinna ekonomiskt.

Om TEPIDUSSYSTEMET med möjlighet att kyla utnyttjas i
 rätt kombination kan följande räkneexempel ställas
 upp för en byggnad.

I räkneexemplet har antagits följande:

Värmebehov dagtid 150.000 kWh och natt-tid 150.000 kWh

Kylbehov dagtid 75.000 kWh och natt-tid 25.000 kWh

Priset på elektricitet är dagtid 40 öre och natt-tid
 20 öre per kWh.

Elkostnad utan lagringsfunktion

Värme: 150.000 x 0.40 + 150.000 x 0.20 = 90.000 kr

Kyla: 75.000 x 0.40 + 25.000 x 0.20 = 35.000 kr

125.000 kr

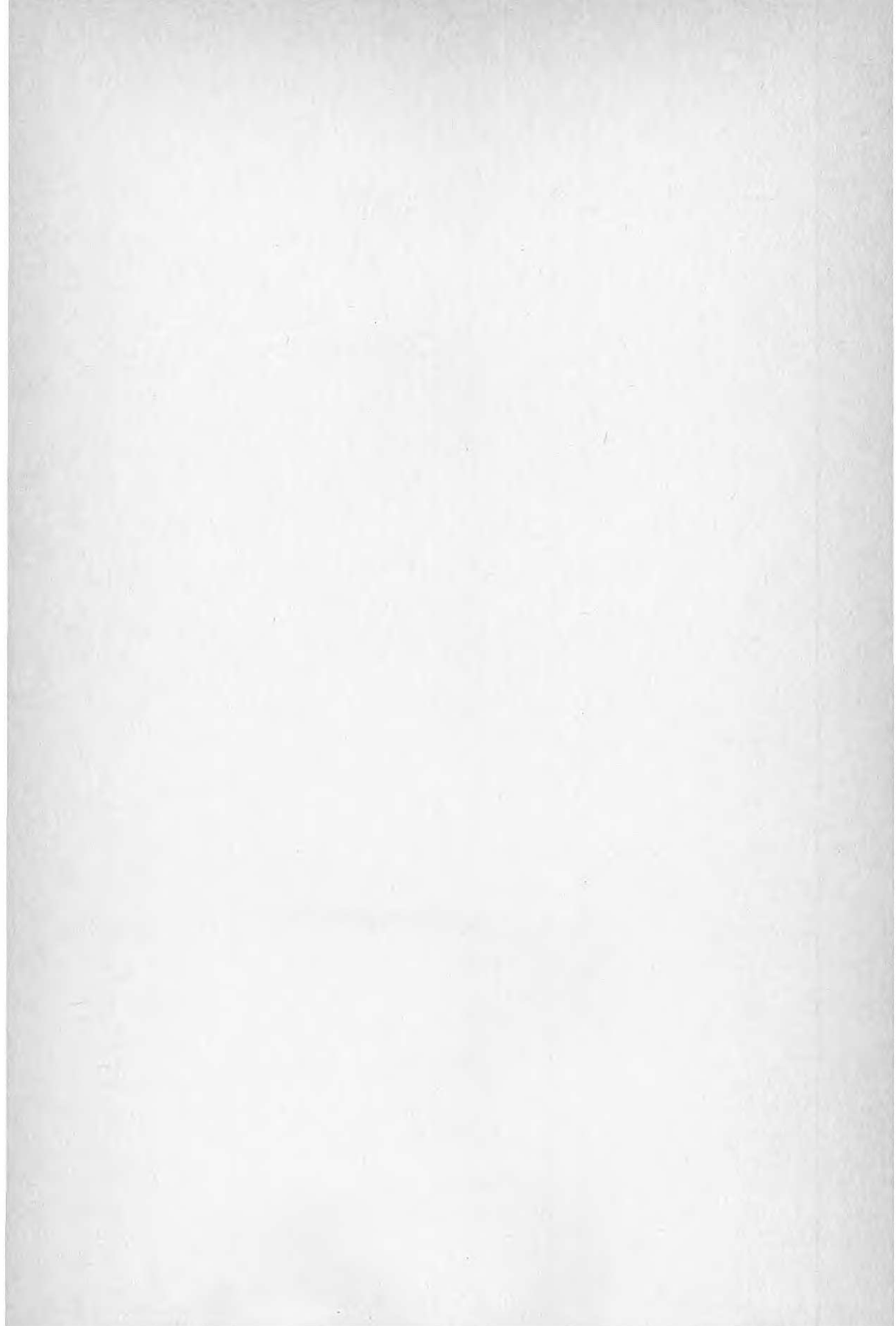
Elkostnad med lagringsfunktion (CHP)

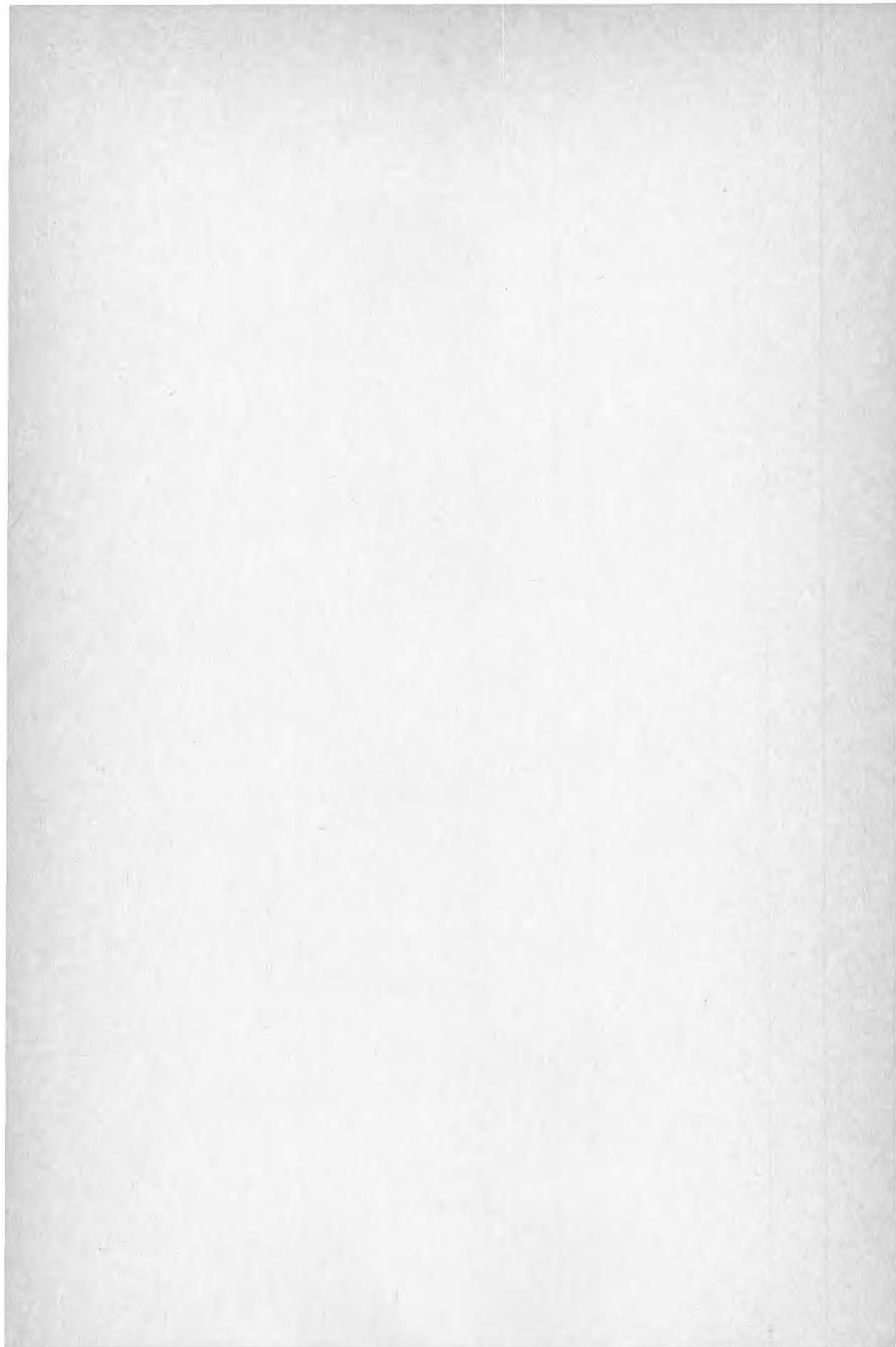
Värme: 300.000 x 0.20 = 60.000 kr

Kyla: 25.000 x 0.20 = 5.000 kr

65.000 kr

Med en årlig besparingspotential på 60.000 kr kan
 investeringar på flera hundra tusen kronor göras.





**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag
781043-2 och lån 781984-2 från Statens råd för
byggnadsforskning till TELEVERKET, Stockholm.**

R102: 1982

ISBN 91-540-3782-4

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6700602

**Abonnemangsgrupp:
W. Installationer**

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

Cirkapris: 25 kr exkl moms