

Rapport

R107:1982

**Att årslagra solvärme
vid låg temperatur**

**Förstudie av smältvärmelager
av vatten och is**

Ernst Morawetz

INSTITUTET FÖR
BYGGDOKUMENTATION

Accnr

Plac *Ser*

*K
ent*

Byggeforskningsrådet

R107:1982

ATT ÅRSLAGRA SOLVÄRME VID LÅG TEMPERATUR
Förstudie av smältvärmelager av vatten och is

Ernst Morawetz

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag
790516-1 från Statens råd för byggnadsforskning
till BEMO Projektservice, Staffanstorp.

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

R107:1982

ISBN 91-540-3792-1
Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

LiberTryck Stockholm 1982

INNEHALL

SAMMANFATTNING	5
1. INLEDNING	9
2. HYBRIDVÄRMELAGRET	11
2.1 Principiellt lagerutförande	11
2.2 Naturliga lager	13
2.3 Cirkulärt marklager mindre lämplig	13
2.4 Aktiva solväxlare överflödiga	13
2.5 Toppisolering onödig	14
2.6 Lagergeometrin	14
3. SMÅLTVÄRMEVÄXLARE	17
3.1 Allmänt	17
3.2 Tekniska problem	17
3.3 Problemlösning	18
3.4 Idétestning	18
3.5 Smältvärmeväxlarens utformning	19
3.6 Deformering och islossing	20
3.7 Materialutmattning	21
3.8 Tryckförluster	21
3.9 Bottenförankring	22
4. SYSTEMKOPPLING	23
5. PARAMETERSTUDIE	27
5.1 Årssimulering	27
5.2 Standardsystem med elvärmepump	28
5.3 Värmefaktorns storleksberoende	30
5.4 Standardsystem med absorptions- och dieselvärmepump	30
5.5 Inverkan av jordvärme	33

5.6	Inverkan av modulplacering	34
5.7	Inverkan av skuggning	34
5.8	Inverkan av belastning	35
5.9	Inverkan av isflisskiktets vattenhalt	35
6.	LAGRINGSEKONOMI	37
6.1	EVP-hybridsystem	37
6.1.1	Investeringsbehov	37
6.1.2	Specifika investeringskostnader	40
6.1.3	Energikostnader	42
6.2	Energikostnader för AVP- och DVP-system ...	43
BILAGA 1.	Dimensionering av smältvärmväxlare ...	47
BILAGA 2.	Värmeflöden mellan lager och om- givande mark	63
BILAGA 3.	Värme- och köldfaktorer	73
FIGURBILAGA	77
LITTERATUR	93

SAMMANFATTNING

Denna förstudie redogör för dels praktiska, dels teoretiska undersökningar som avser en typ av årsvärmelager som här betecknas hybridvärmelager och består av ett eller flera vattenmagasin och underliggande mark.

Hybridvärmelagret är ett smältvärmelager i vilket vatten fryses till is med hjälp av en central värmepump och en ny typ av smältvärmeväxlare. Dessa placeras på botten av ett prismatiskt utformat groplager. Eftersom temperaturen i lagret inte överstiger ca 20-22°C under en årscykel och håller sig under isbildningstiden vid fryspunkten behövs ingen värmeisoleringslagret är ett s k lågtemperaturlager.

Urladdningsperioden är den period under vilken ca 75% vatten fryses till is. I stockholmstrakten - som använts som referensområde vid simuleringsberäkningar - sträcker sig denna isperiod från ca december till maj/juni. Under ett år uttages ca 73 kWh/m³ värme. Till ca 13 % utgörs denna värmemängd av jordvärme från omgivande mark. Resterande värmemängd utgörs till ca 67 % av vattnets frysvärme och till ca 20 % av vattnets sensibla värmeinhåll. Under uppladdningstiden smälter isen och vattnet värms till ca 20°C. Issmältning- och vattenuppvärmning åstadkommes av direkt och indirekt solenergi. Uppladdningsperioden varar från april till november. Under våren pågår samtidigt urladdning genom isbildning ovanför lagrets botten och uppladdning vid lagrets yta genom issmältning. Direkt solenergi tillförs lagret genom passiv absorption av strålningsenergi. Solenergiabsorbatorn utgörs härvid av hybridvärmelagrets kontaktyta med atmosfären. Kontaktytan består under isperioden av is, resp ytsmältvatten och underliggande is, men under sommar och höst av vattenytan. Indirekt solvärme tillförs genom värmeväxling från de båda naturliga solvärmelagren - luft och mark - som omger lagret.

Under uppladdningstiden "förloras" värme till den utkylda marken. Denna värmeförlust är i själva verket en del av laddningsprocessen eftersom den i marken lagrade värmemängden återvinns vid urladdning under isperioden.

Den utkylda markens återuppvärmning säkerställs under sommaren genom vindpåverkad konvektion (s k entrainment) i det icke övertäckta lagret. I motsats till andra årslagringstyper är därför temperaturskiktning här oönskad.

När vattentemperaturen i lagret är högre än luftens daggpunkt så är värmeförluster genom vattenavdunstning ofrånkomliga i ett icke-övertäckt lager. Å andra sidan görs värmevinster genom kondensation av fukt och genom värmeväxling med varm luft då hybridlagrets yttemperatur är lägre än daggpunkten, t ex under smältperioden.

Den passiva solvärmeabsorbatorn (kontaktytan med atmosfären) och jordvärmeabsorbatorn (kontaktytan med marken) tillför hybridlagret per år ca 220 kWh/m^2 , resp 30 kWh/m^2 utnyttjningsbar solenergi.

Smältvärmeväxlarna består av spirallindade gummislanger. Is som bildats på slangens ytteryta avlägsnas periodiskt genom att kylvätskan suges ur slangen varvid slangen genom vattnets hydrostatiska tryck tillplattas. Härvid lossnar isen och krossas till isflis som flyter upp mot ytan. Det efterhand bildade isflisskiktet fryser i ytan delvis till ett kompakt isskikt genom naturlig frysning.

Hybridvärmelagret skiljer sig från andra årsvärmelager genom att den totala lagringsvolymen, som är nödvändig för värmeförsörjning av ett givet antal bostäder, delas upp på ett flertal identiska hybridlagermoduler. Varje modul rymmer ca 1900 m^3 vatten. Solabsorbatorytan är ca 575 m^2 och jordvärmeabsorbatorns yta är ca 450 m^2 . Antalet anslutna standardbostäder (med förlustfaktor $100 \text{ W/}^\circ\text{C}$) är 15 stycken/modul.

Moduliseringen ger bl a följande fördelar:

- lättare anpassning till omgivningens topografi och miljö
- rationellt byggande och färdigställande av enskilda moduler
- enkelt att i framtiden komplettera med ytterligare moduler
- serietillverkning av formanpassade tätningsmembran
- placering av färdiga membran underlättas av ringa storlek och vikt
- vid eventuell skada drabbas sannolikt endast en enda modul.

Lagringsekonomi är jämförbar med ekonomin för de i Sverige utvecklade lågtemperatur årslagringstyper för vilka de lägsta kända specifika investeringskostnaderna företes. Dessa årslager är kända under beteckningen Sunclay, resp Sunstore. För dessa uppges följande specifika kostnader för helas sytemet: ca 2,2 resp 1,8 - 3,0 kr/kWh/år. Motsvarande kostnader för hybridvärmelagersystem är:

- vid monovalent elvärmepumpsdrift 4,2 till 1,8 kr/(MWh/år) för 15 till 600 anslutna standardbostäder
- vid bivalent elvärmepumpsdrift 3,8 till 1,7 kr/(KWh/år) för 15 till 600 anslutna standardbostäder
- vid bivalent drift med dieselveärmepump 2,5 kr/(MWh/år) för 600 anslutna standardbostäder
- vid bivalent drift med absorptionsvärmepump 2,6 kr/(MWh/år) för 600 anslutna standardbostäder.

1. INLEDNING

Intresset för värmelagring av solvärme har i Sverige till en början huvudsakligen varit inriktat på värmelagring i vatten inom medel- och högtemperaturområdet, ca 30-90°C. Typiska representanter för denna inriktning är Ingelstad-lagret, Studsvik-lagret och Lambohov-lagret (Gabrielsson m fl 1981, Margen, 1981). Intresset har emellertid alltmera förskjutits mot lagring vid lägre temperaturer 0-20°C i mark och vatten. Typiska representanter för detta temperaturområde är Sunstore-lagret (Platell, 1981) och Sunclay-lagret (Hultmark, 1980). Överhuvudtaget har markvärmelagring i olika former blivit alltmera uppmärksammade. Som representant för lågtemperaturområdet kan Brämhult-lagret nämnas: ett vatten/islager i ett ganska komplext system (Abrahamsson, m fl 1981).

De förstnämnda typerna kräver förhållandevis dyra medel- eller lågtemperatursolfångare och stora uppställningsarealer om inte lagerlocket eller byggnadstak kan användas. Solfångare för lågtemperaturlager kan vara av enklare konstruktion och är därför billigare. Flertalet av dessa lager karakteriseras också av att den specifika lagervolymen (volym/bostad) är stor därför att den aktiva temperaturdifferensen vid urladdning är liten. Flera av dessa projekt synes ha det särdraget gemensamt att den specifika investeringskostnaden (kostnad/bostad) är mycket hög. Den tycks ligga i intervallet 60 000 - 120 000 SEK.

Ett sätt att minska systemkostnaderna är att minska kravet på hög täckningsgrad, dvs andelen solenergi bidrag, och komplettera anläggningen med t ex en konventionell panncentral så som man för övrigt gör i Ingelstad-systemet. Av kostnads- och klimatskäl förefaller det riktigt att minska förväntningarna på hög täckningsgrad vid solvärmelagring från önskvärda 100 % till realistiska 30-60 % solenergi bidrag. En värmepump är här till fördel, isynnerhet om den kan drivas med annan drivenergi än el, som t ex dieselvärmepump eller absorptionsvärmepump vilka eventuellt kan drivas med inhemska bränslen.

Bidragande orsaker till stora specifika lagringsvolym, solfångare och systemkostnader har belysts tidigare. (Morawetz, 1979:a, 1979:b). Sam-

manfattningsvis kan man urskilja följande orsaker som drabbar olika gängse idéer för säsonglagring i mer eller mindre stor utsträckning:

- Orealistiskt höga krav på täckningsgrad med följd att den specifika lagringsvolymen blir mycket stor ($\geq 200 \text{ m}^3/\text{lägenhetsenhet}$) och därmed också solfångararealen (ca $50 \text{ m}^2/\text{lägenhetsenhet}$).
- För höga krav på hög temperaturnivå i lagret med följd att, för att reducera värmeförluster, lagret måste dimensioneras för ett mycket stort antal lägenhetsenheter (för att optimera lagrets yt/volymförhållande) samt att lagret måste extremt väl värmeisoleras. Dessutom krävs här dyrbara högtemperatursolfångare.
- Förslag av medel- och lågtemperaturlager med beräknad täckningsgrad $\geq 50 \%$ kännetecknas av tekniska suboptimeringar av olika slag, t ex suboptimeras komponenternas prestanda vilket kan leda till felaktig komponentval, i synnerhet map solfångare i värmepumpssystem.

Så länge säsonglagringstekniken inte är tillräckligt väl utarbetad är det emellertid svårt att helt frigöra sig från suboptimeringar.

Som ett alternativ till de ovannämnda lagertyperna undersöks i denna förstudie ett vatten-is-jord hybrid(värme)lager för årslagring av solvärme vid låg temperatur ($0-20^{\circ}\text{C}$).

En mera begränsad undersökning av ett naturligt hybridvärmelager har tidigare utförts vid högskolan i Luleå (Häggkvist, 1978).

2. HYBRIDVÄRMELAGRET

2.1 Principiellt lagerutförande

Med begreppet "hybrid(värme)lager" avses värmelager i vilka en kombination av två eller flera värmelagringsmaterial används eller samma material i två aggregattillstånd förekommer:

Vatten (material 1), is (material 2) och under behållaren (grop eller dike) liggande mark (material 3).

Ett hybridlager består av ett eller flera prismatiska gropar eller intill varandra liggande parallella diken som tätats med gummiduk och separerats från varandra genom mellanliggande jordvallar som bildas vid grävningen. Groparnas begränsningsytor utmed jordvallarna och underliggande mark är inte värmeisolerade. På botten förankras smältvärmväxlare via vilka vattnets latentvärme utvinnes när lagrets sensibla värmeinhåll har tömts. Härvid bildas is, som genom en patentsökt metod fås att släppa från värmväxlarens yta. På grund av isens lägre densitet flyter den upp och bildar ett växande skikt under det vid naturligt isläggning bildade isskiktet i vattenytan. Isen bildas alltså på ort och ställe (in situ) och borttransport behöver inte tillgripas. För att inte värmväxlarna slutligen skall frysas in begränsas isbildningen till ca 75 % av vattenvolymen. Metoden för isläppning är utprovad i mindre skala och undersöks vidare med anslag från STU i en separat förstudie för funktionsförbättring, uppskalning och tillverkning.

På artificiellt och naturligt sätt bildad is smältes under våren och försommaren genom tillförsel av direkt och indirekt solvärme. Så länge som is finns i lagret är lagertemperaturen lägre än medeltemperaturen i omgivande mark. I marken lagrad solenergi kommer därför att tillföras lagret som en svag värmeeström. Istället för en värmeförlust görs en värmevinst. Motsvarande förhållanden får man i andra typer av oisolerade lågtemperatur årsvärmelager (Hansen, 1979).

Under sommaren värms vattnet upp till omkring 20°C. Under denna uppladdningstid tillförs även den under- och kringliggande utkylda markens värme (fiktiv värmeförlust). Efter några årscykler minskar värmevinsten

och den årliga värmevinsten och -förlusten kommer någorlunda i balans. Ett behov för markisolering finns inte längre. Därför finns det inte heller anledning att bygga ett enda lager med stor volym. Istället styckas vid behov en stor lagringsvolym upp i ett flertal små lagermoduler med ca 1000-2000 m³ volym. En sådan lagermodul kan räcka till för 10 till 40 bostäder, beroende på önskad täckningsgrad, värmepumpstyp, systemval och bostädernas isoleringsstandard. På grund av den minskade storleken är utplaceringen och anpassningen till den naturliga miljön lättare.

Uppstyckningen av en stor grop i ett flertal mindre gropar eller diken i form av enhetliga moduler har vissa fördelar:

- vid behov kan lagrets kapacitet lätt ökas genom att bygga fler gropar
- en mera rationell arbetsföljd kan tillämpas: groparna kan färdigställas i tur och ordning medan ett nytt grop grävs.
- det är mindre arbetskrävande att hantera och utplacera ett flertal mindre vattentätande gummidukar.
- den totalt ianspråktaga arean för magasinet kan ges en mera rationell och estetisk utformning.
- om någon skada inträffar drabbas sannolikt endast en grop, t ex pga läckage
- installations- och underhållsarbeten är lättare att utföra i en liten grop än i en stor grop.

Att tillverka, hantera och utplacera en stor tätningsduk har visat sig vara en dyrbar och besvärlig procedur (BFR-seminarium, 1979).

Hybridlagret kombineras med en central värmepump för att höja temperaturen till lämplig nivå för uppvärmning eller förvärmning av returvatten (max 50-60°C).

Denna förstudie förmedlade på ett mycket tidigt stadium insikten att vissa av de ursprungliga idéerna (Morawetz, BFR-ansökan 1979:c) fick revideras till förmån för en enklare och billigare systemlösning. En vidare bearbetning av dessa idéer slopades därför.

2.2 Naturliga hybridlager

Det är värt att notera att hybridlagret har en naturlig släkting i insjöar med större djup än ca 2 m. Den mest väsentliga skillnaden mellan dessa är graden av tillåtbart ekologiskt ingrepp när upptill 75 % av vattnet artificiellt fryses till is.

2.3 Cirkulärt marklager mindre lämpligt

I en samtidigt bedriven STU-förstudie av smältvärmeväxlaren framkom att den mest rationella och tätaste placeringen av dessa erhålls på en rektangulärt utformad botten. Dessutom behöver en i cirkulära markgropar uppstyckad lagervolym betydligt större markarea. Därför valdes att utforma hybridlagermodulen som en prismatisk grop med kvadratisk botten (groplager) eller eventuellt rektangulär botten (dikeslager).

2.4 Aktiva solväxlare överflödiga

Den ursprungliga uppfattningen var att man behöver ca 20-30 m² enkla solväxlare/bostad dels för att smälta isen, dels för att höja vattentemperaturen till ca 25-30°C. I själva verket visade redan de första värmebalansberäkningarna för hybridlagret att den energimängd som kan tillföras lagret genom naturlig växelverkan mellan lagrets istäcke och omgivande atmosfär kan göras tillräckligt stor för issmältningen genom att välja en tillräckligt stor kontaktyta utan att behöva väsentligen ändra gropmodulens geometri och dimensioner.

Den horisontala kontaktytan - is på vintern, vatten på sommaren - fungerar helt enkelt som en tillräckligt effektiv, naturlig och passiv solväxlare. Detta är ett mycket viktigt resultat för hybridvärmelagring. Det både förenklar systemets komplexitet och minskar den specifika systemkostnaden.

Den maximala vattentemperaturen som kan uppnås under sommaren utan aktiva solväxlare är, som beräkningar visar ca 20°C. Det framkom att en marginell ökning till 25-30°C medelst solväxlare är praktiskt taget betydelselös för ett oisolerat hybridlager, eftersom det extra värmetillskottet under hösten till större delen mycket snabbt förloras till omgivningen.

2.5 Toppisolering onödigt

I och med att aktiva solväxlare kan slopas blir en toppisolering samt perifär markisolering överflödig, ja, rent av meningslös. Lika meningslöst blir det att försöka reducera evaporativa och konvektiva energiförluster i vattentytan genom att täcka den med en plastfolie. Under vintern när folien är helt inbakad i is och snö eller ligger fuktig i ytsmältvatten, är den helt verkningslös. På sommaren fås en kraftigare uppvärmning av ytvattenskiktet, men detta energitillskott kan man - som ovan sagts - knappast ackumulera. Folien är snarare av nackdel: den tillåter inte s k entrainment (Norin, m fl, 1980), dvs vindframkallad konvektion som leder till vattenblandning och därigenom till nödvändig värmeförsörjning till den underliggande utkylda marken.

2.6 Lagergeometrin

Hybridlagermodulen utformas som en kvadratisk eller rektangulär prismatisk grop med ett djup omkring 4 m och sluttningsvinkel 35-45°. I praktiken bestäms sluttningsvinkeln närmast av skaktmassornas naturliga rasvinkel.

Djupet, ca 4 m, bestäms av följande krav

- kvoten ytvattenarea/vattenvolym bör vara $\geq 0,3$ för att säkerställa is/vattentytans passiva solväxlarefunktion.
- för bottenförankrade smältvärmväxlare måste $h = 1$ m höjd reserveras
- för att minimera specifik lagringsvolym (m^3 vatten/bostad) samt ianspråktagen markarea/modul bör djupet inte väljas < 3 m.

Den modul som här använts för simuleringsberäkningar har följande standarddimensioner enligt figur 2.1:

För denna standardiserade form beräknas

- luft-kontaktyta $Y_L = B^2 = 576 \text{ m}^2$
 - jord-kontaktyta
- $$Y_j = 2 \times \sqrt{2} \times H \times (B + (B - 2 \times H)) + (B - 2 \times H)^2 = 452,5 \text{ m}^2$$
- modulvolym $V_L = B \times H \times (B - H) = 1920 \text{ m}^3$
 - max volymprocent kross- och kompaktis

$$P_{is} = 100 \times \frac{(H - h) \times (B - (H - h))}{H \times (B - H)} = 79 \%$$

Två eller flera standardmoduler kan placeras bredvid varandra. Vid beräkningarna har avståndet dem emellan valts till 2 m, figur 2.2. I verkligheten bestäms avståndet av krav för framkomlighet av grävmaskiner, topografin, markbeskaffenheten m m.

3. SMÄLTVÄRMEVÄXLAREN

3.1 Allmänt

En värmeväxlare från vilkens yta bildad is periodiskt kan avlägsnas på ett enkelt sätt skulle göra det möjligt att placera den på botten på en artificiell värmelagringstank, en insjö eller en havsvik, möjligen i en å, för att där, på ort och ställe (in situ), under värmeupptagning bilda is som efter att den lossnats flyter upp till vattenytan på grund av sin lägre densitet. En betydande fördel med en dylik smältvärmeväxlare är att den bildade isen inte behöver transporteras bort, såsom är fallet vid användning av en konventionell ismaskin. (Morawetz, 1979:d, Green, 1954). Används en sjö som värmelager så är det ytterligare en fördel att is som bildats inte fixeras till bottensedimentet där den kan påverka sjöns ekologi. Kan man följa naturens sätt att förmå is som bildas vid värmeuttagning att flyta upp mot ytan, så hålls vattnet ovanför sedimentet isfritt, på samma sätt som när en sjö fryser igen på vintertid.

3.2 Tekniska problem

Det är känt att det är ett besvärligt problem att i rinnande vatten med forcerad konvektion upprätthålla en effektiv värmeöverföring från en kristalliserande massa via en vanlig metallisk värmeväxlande yta. Så snart ett kristallskikt bildats på värmeväxlarens ena yta försämrar ytans värmeöverföringskoefficient och därmed växlarens k -värde. Följden blir en försämring av växlarens verkningsgrad. En rad metoder har föreslagits som är användbara då det gäller att i viss omfattning tillåta isbildning på en värmeväxlare, t ex i en ismaskin på vars plana eller cylindriska värmeväxlare (förångare i en värmepump) bildad is skrapas loss på mekanisk väg (Persson, 1981, Abrahamsson m fl, 1981). Vid stora värmeuttag bildas mycket stora mängder is som måste transporteras bort och lagras någonstans. Bortsett från transport-och lagringsproblemet så har man belastat uppvärmningssystemet, där uttagen latentvärme utnyttjas för bostadsuppvärmning, med ytterligare en maskin som kräver underhåll och skötsel.

I en annan metod (Fischer, 1979), som har provats i USA placeras plana förångare vertikalt över vattenytan av ett artificiellt lager. På förångarna sprayas vatten som fryser till is. Bildad is avlägsnas genom hetgasavfrostning varvid iskakorna faller ned i lagringstanken i vilken finns rörslingor för smältning sommartid. Här kan man tala om att is bildas in situ, men man metoden är begränsad till antingen mycket små lagringsvolymmer eller till rörligt vatten, t ex en å, så att isen kan bortföras på ett enkelt sätt.

Liknande och andra metoder omnämnes i facklitteraturen (Jönsson, 1980).

3.3 Problemlösning

Is är ett ganska sprött material som har relativt god vidhäftningsförmåga på metalliska ytor. Vidhäftningen på t ex icke-metalliska material, såsom gummipolymerer, är däremot sämre, men utan yttre påverkan ändå för god. En näraliggande tanke är då att utnyttja gummits elastiska egenskaper, dess deformerbarhet, för att avlägsna det isskikt som bildas på dess yttre yta. Detta kan ske genom att kontinuerligt eller diskontinuerligt, dvs periodiskt, expandera och/eller kontrahera värmeväxlarerör av gummimaterial så att den sprödare isen som utkristalliseras på rörens utsida spricker, lossnar och sedan flyter uppåt mot vattenytan. Den kompromiss man är tvingad att godta ligger i gummipolymerers sämre värmelednings-egenskaper.

3.4 Idétestning

I en enkel anordning i laboratoriemässig skala testades idén att använda en flexibel värmeväxlare för uttagning av latentvärme och efterföljande islossning. En 20-liters cylindrisk glasbehållare fylldes med en vattenisblandning och en i ena ändan slutet gummislang (längd 30 cm, diameter 42/40 mm) placerades vertikalt i blandningen. Slangen fylldes med utspädd glykol (40% glykol, 60% vatten, fryspunkt ca -20°C). Medelst en pump utsattes den i förväg nedkylda glykolblandningen (temperaturer mellan -5° och -15°C) för övertryck resp undertryck så snart ett ca 1-2 mm tjockt isskikt bildats.

Det visade sig att det var betydligt lättare att lossna isen då slangen genom undertryck, dvs utpumpning av kylvätska, tillplattades än om övertryck tillämpades varvid slangen expanderade något. Slangytans deformation som förorsakar islossningen är större vid slangens kontraktion än vid dess expansion. Vid slangens expansion vid måttligt övertryck uppnår man en relativt begränsad radiell en-dimensionell rörelse utåt, vid undertryck däremot en kraftig två-dimensionell rörelse inåt, varvid slangen mer eller mindre tillplattas till ellipsoid tvärsnittsyta.

Med anslag från STU har motsvarande försök upprepats i ett större kontinuerligt testsystem med ca 9 m gummislang (35/31) som i stort sett bekräftade islossningen. Vid dessa försök framkom också att mekanism för krossning av det bildade isröret måste förbättras. Här krävs ytterligare utveckling.

3.5 Smältvärmväxlarens utformning

En flexibel smältvärmväxlare som skall placeras på botten av ett artificiellt eller naturligt vattenmagasin kan utformas på många olika sätt. Men eftersom en grundförutsättning för god funktion är att lossnad is måste (utan att stöta på hinder som utgörs av växlarens konstruktion) fritt kunna flyta uppåt mot vattenytan, så har till en början endast plana radiatorliknande samt slangformade smältvärmväxlare betraktats. Plana växlare har fördelen att vid vertikal uppställning kunna placeras ganska tätt ihop, dvs värmväxlararealen är stor i förhållande till ianspråktagen uppställningsarea i hybridlagret eller bottenarea i en insjö medan den är mindre för en slang. Nackdelen är att det behövs många anslutningar till fram- och returledning, vilket inte är nödvändigt för en slang.

Vid närmare granskning har framkommit att den bästa kompromissen synes vara att utforma smältvärmväxlaren som en slang som lindas till en cylindrisk spiral. Dylåka spiraler kan modultillverkas på fabrik med sådana dimensioner att modulen vikt- och volymmässigt lätt kan hanteras, transporteras och utplaceras på botten av ett vattenmagasin. Vid förläggning placeras spiralen horisontalt på botten, så att cylinderaxeln löper parallellt med underlaget och att cylinderslingorna står vertikalt upprätta på ett visst avstånd från varandra, fig 3.1.

En smältvärmeväxlare i form av en spiral-modul kan t ex ha följande dimensioner:

Total slanglängd 200 m, diameter 30/36 mm. Spiraldiameter 1,0 m vilket ger 64 slingor med en sammanlagd max höjd ca $64 \times 0,036 = 2,3$ m och tomvikt vid densitet 1100 kg/m^3 ca 68 kg. Värmeöverföringsyta ca 23 m^2 . Anslutningar: 2 st.

Dimensioner efter utläggning på sjöbotten:

Höjd av liggande dubbelspiral = ytterspiralens diameter, ca 1,0 m. Spiralsens horisontala längd vid utsträckning i förhållande 1:3,5 blir ca 8 m. Ianspråktagen bottenarea ca 8 m^2 , vilket motsvarar ett specifikt bottenareabehov av ca $0,4 \text{ m}^2/\text{m}^2$ växlareyta. Markareabehovet blir ca 2,5 gånger större, ca $1,0 \text{ m}^2/\text{m}^2$ växlaryta. Som jämförelse kan anföras markareabehovet för en typisk jordvärmeanläggning: $8-10 \text{ m}^2/\text{m}^2$ växlareyta.

3.6 Defomering och islossning

Slangens deformation för att igångsätta och genomföra islossning från slangytan samt krossning av det bildade isröret åstadkommes genom att en ventil i slangens (eller i samlingsröret för flera parallell-kopplade slangar) ena ända stängs och köldbäraren medelst cirkulationspumpen i slangens andra ände pumpas ur slangen och samlas i ett expansionskärl. Jämfört med en sedimentförlagd slang blir deformationsrörelsen i de upprättstående dubbelspiralslingorna tre-dimensionell vilket i och för sig främjar islossningen och iskrossningen samt isens bortflytande mot vattenytan: utöver den ovan beskrivna två-dimensionella rörelsen vid slangens kontraktion tillkommer rörelsen av de tömda och specifikt tyngre gummislingorna mot botten under tömningsperioden som bedöms kunna vara mellan 60 och 180 sekunder. Slingorna lägger sig kortfristigt så att säga "på sidan".

Det är emellertid viktigare att slingorna står upprätta under frysperioden (perioden under vilken latentvärme uttages och is bildas). Detta förutsätter att smältvärmeväxlarens skrymdensitet är något lägre än vattnets densitet eller att spiralslingorna genom materialval, armering och vulkanisering har erhållit tillräcklig egenstyvhet.

Uppflytna isbitar bildar en vatten-isblandning i vattenytan som genom naturlig frysning uppifrån delvis fryser till ett kompakt isskikt. Isbitarna har en flisaktig form. Vatten- isflisblandningen inklusive det kompakta isskiktet betecknas i fortsättningen "isflisskikt".

Lägre skrymdensitet kan erhållas genom att välja en köldbärare med låg densitet (t ex etanol/vattenblandning) eller genom att utrusta spiralen med lämpligt utformade flytkroppar (t ex en luftfylld slang som löper parallellt med förankringskättingen, figur 3.1).

Slangtömningens periodicitet, dvs frysperiodens längd ("frystiden"), bestäms av den maximalt tillåtna istjockleken. Beräkningar visar att det rör sig om 1 till 2 timmar vid 2-3 mm istjocklek. Under en eldningsperiod får man räkna med 2000 till 4000 tömningar.

Av ekologiska och värmetekniska skäl får isbildningen inte drivas så långt att den leder till fullständig igenfrysning av vattenmagasinet. Åtminstone så mycket vatten som motsvarar dubbelspiralens ytterdiameter räknat som höjd från botten bör inte frysas till is.

Den värmetekniska dimensioneringen av smältvärmväxlaren behandlas i bil 1.

3.7 Materialutmattning

Under en antagen livslängd av 20 år och vid 6 månaders isproduktion per år utsätts smältvärmväxlaren för ca 40 000 kontraktioner vid frystiden 2 timmar.

Enligt en preliminär bedömning av gummiproducenten Trelleborgs AB behöver man inte förvänta sig en utmattning för gummislangar av det här ifrågasvarande materialet vid den i hybridlagret rådande låga temperaturen.

3.8 Tryckförluster

Att avlägsna is från värmväxlarytan kostar energi i någon form. Vid smältvärmväxlarens drift uppträder två olika typer av tryckfall som

inverkar på slangens och cirkulationspumpens dimensionering, varav den ena typen är hänförlig till flödesfriktionen och den andra till islossningen.

Under frysperioden då latentvärme uttages uppträder friktionstryckförluster som beräknas på vedertaget sätt. Beroende av val av slangdimension, slangytans råhet m och val av köldbärare kan man inom det aktuella temperatur- och massflödesområdet räkna med ett tryckfallsintervall mellan 40 och 300 Pa/m slang.

Den andra typen av tryckförlust uppträder endast vid start av ny frysperiod efter islossning. Vid slutet av föregående frysperiod åstadkoms islossning från slangytan utan "energikostnad" genom att med hjälp av vattenmassans hydrostatiska tryck tömma köldbäraren ur den flexibla slang. Därvid kollapsar slangens och tillplattas mer eller mindre. Denna rörelse leder till att isen spräcks och lossnar. Hur långt man behöver driva slangtömningen för att få isen att lossna fullständigt och samtidigt krossa det bildade isröret måste bestämmas experimentellt. Tömningsgraden har emellertid dimensionerande betydelse eftersom slangtömningen tar en viss tid.

Vid helt tömd slang måste pumpen vid start av nästa frysperiod övervinna summan av vattnets hela hydrostatiska tryck (som är direkt proportionellt mot värmväxlarens förlägningsdjup) och ökade friktionsförluster i en tillplattad slang med minskad flödesarea.

De praktiska försök med prototyper som bedrivits hitintills har inte varit inriktade på att ge information om tömningsgraden för fullständig islossning och iskrossning. Köldbärarpumpen måste dimensioneras med hänsyn tagen till vilket tryck som måste övervinnas efter slangtömningen.

Det är energin för denna andra typ av tryckfall man måste uppbringa för att kunna använda den här beskrivna metoden för att upprepade gånger avlägsna is från en flexibel värmväxlaryta.

3.9 Bottenförankring

För att garantera en klanderfri funktion av smältvärmväxlaren vid islossning efter frysperiodens slut krävs att spiralslingorna står upprätt.

Samtidigt krävs att slangspiralen är säkert förankrad till värmelagerbotten så att den inte flyter upp mot ytan vid oavbruten och okontrollerad isbildning varigenom dess skrymdensitet blir mindre än vattnets densitet. Detta kan uppnås med hjälp av t ex en kätting av lämplig längd och tyngd vars ändar fästes i förankringstygder av t ex betong (fig 3.1).

Det förra kravet kan infrias på följande sätt:

- a. Köldbäraren väljs så att den fyllda slangens skrymdensitet vid frystemperaturen är lika med eller något mindre än vattnets densitet. Vid isbildning under frysperioden minskar skrymdensiteten ytterligare. Vid högre vattentemperatur behöver spiralslingorna inte nödvändigtvis stå upprätta.
- b. Om ett dylikt val ej kan göras av tekniska eller andra skäl så bör slangcylindern förses med en lämplig flytkropp som inte utgör hinder vid islossning, t ex en luftfylld slutet och utsträckt slang för varje spiral som lägges parallell med spiralaxeln och förankringsskättingen.

Det kan emellertid visa sig att den mest optimala lösningen består i att både en bottenförankring och en flytkropp bör användas, såsom indikerats i fig. 3.1.

För att en smältvärmeväxlare med längd L , ytterdiameter D_y och tillåten medelstjocklek s samt utrustad med förankring med massa M och flytkropp med vattenförträngningsvolym V inte skall okontrollerat flyta upp, så krävs att dess skrymdensitet d har ett dimensionerande börvärde $\leq d_2$, dvs $\geq 1000 \text{ kg/m}^3$. Följande approximation kan användas för dimensionering av förankringsmassa och/eller flytkroppsvolym (här har flytkroppens massa och förankringens volym försumrats):

$$d = \frac{4 \times M + \pi \times L \times ((d_3 - d_4) \times D_i^2 + d_4 \times D_y^2 + 4 \times s \times d_1 \times (D_y + s))}{4 \times V + \pi \times L \times (d_y + 2 \times s)^2}$$

$$d \geq d_2 \text{ (krav)}$$

Här är d_1 , d_2 , d_3 och d_4 densiteten för resp is, vatten, köldbärare och slangmaterial. Vid beräkning av flytkroppsvolymen sätts $M = 0$ och $s = 0$. Då förankringsmassan skall beräknas måste en säkerhetsmarginal inkluderas.

ras vilket lämpligen görs genom att ge $k = s_t$ ett maximalt tillåtet värde. Om en flytkropp inte skall användas (sättet a. ovan) så beräknas nödvändig densitet för köldbäraren genom att sätta $d = 1000 \text{ kg/m}^3$, $V = 0$, $M = 0$ och eventuellt $s = 0$. Därefter beräknas åter M med $V = 0$. Hur den beräknade förankringsmassan fördelas på kätting och förankringstygder är en teknisk-ekonomisk optimeringsfråga.

Det är emellertid inte uteslutet att både kätting och flytkropp kan ersättas av syntetiskt tågvirke som fästes till förankringstygden, resp bojlinorna.

4. SYSTEMKOPPLING

I hybridlagersystemet ingår en värmepump som den sammanbindande länken mellan hybridlagret och värmesystemet. Det senare kan vara utformade på många olika sätt. De vanligaste två varianterna är att kondensorn kopplas till en värmeackumulator eller direkt till returledningen av antingen en spetslastcentral i ett bivalent värmesystem eller ett radiatorsystem i en monovalent värmeanläggning. Även i denna andra variant ingår ofta en värmeackumulator. Hur sådana system detaljutformas ligger utanför ramen för denna förstudie.

Den principiella kopplingen av värmepumpens förångare till hybridlagrets smältvärmeväxlare visas i figur 4.1. Ett antal smältvärmeväxlare med samma slanglängd är parallellkopplade. Via en cirkulationspump i matarledningens returledning är de anslutna till förångaren. Parallellt till cirkulationspumpen ligger ett slutet expansionskärl. Detta är placerat i en markgrop och består av en flexibel, textilarmerad gummisäck. Volymen dimensioneras så att hela brinefyllningen i slangarna kan tas upp.

Med hjälp av fyra ventiler V1-V4 ombesörjs systemets funktion för värmeuttagning och slangtömning/islossning.

Under frysperioden, då latentvärme uttages är ventilerna V1, V2 och V4 öppna, medan ventil V3 är stängd. Brineflödet går till förångaren. När frysperioden är slut stängs ventilerna V2 och V4 medan ventilen V1 öppnas. Brineflödet går till expansionskärlet. Värmepumpen stannas.

Efter att slangarna är tömda öppnas ventilerna V2 och V4, ventilerna V1 och V3 stängs. Värmepumpen startas. Brineflödet går från expansionskärlet till förångaren och vidare efter avkyllning till smältvärmeväxlarna vars kollapsade slangar åter fylls. Ventilen V1 öppnas. Nästa frysperiod börjar och brine går åter till förångaren.

Om hybridvärmelagret är stort och består av många lagermoduler så delas hela lagersystemet upp i flera delsystem enligt ovan som parallellkopplas och ansluts till den centrala värmepumpens förångare. Tömningsperioderna

lägges i sekvens. Värmepumpen behöver då inte stannas när ett delsystem töms.

5. PARAMETERSTUDIE

5.1 Årssimulering

För att få grepp om olika fysikaliska storheters inverkan på dimensioneringen av ett hybridlager har simuleringsberäkningar gjorts för ett valt standardlager med geometriska dimensioner enligt ovan. Som kritisk parameter har valts isflisskiktets totala djup räknat från den atmosfäriska begränsningsytan. Vid lagerdjup 4 m och smältvärmeväxlarhöjd 1 m blir maximalt tillåtet djup ca 3 m. Om detta djup vid energiuttagningen överskrids så är hybridmodulen underdimensionerad, resp överbelastad.

Med hjälp av ett simuleringsprogram har för anslutna standardbostäder beräknats värmebehovet dag för dag under en årscykel med start 1 november för anslutna standardbostäder, temperaturförändringar och värmeflöden i lagret, isflisskiktets djupändringar vid frysning och smältning och det kompakta ytisskiktets tjockleksändringar. Vid utveckling av simuleringsprogrammet användes kända algoritmer för energibalansen (Bengtsson, 1975, Bäckström, 1970, Kreith & Kreider, 1978) och för isbildning och -smältning (Solomon, 1979, Hobbs, 1974). Från dessa referenser har också hämtats relevanta materialdata.

De klimatdata som använts gäller Stockholmstrakten 1971. För dylika beräkningar har detta år av SMHI rekommenderats som standardår för vilket alla nödvändiga klimatdata finns tillgängliga i form av ett databand med data timme för timme samt publicerade månadsöversikter över väderlek och vattentillgång med data dag för dag (SMHI, 1972). Från databandet som är utformat för användning i större datorer har endast hämtats uppgifter om dygnets medeldagtemperatur, dygnets medelvindhastighet och diffusstrålningsenergi på horisontal yta (Collin, 1979). Övriga klimatdata som använts är:

- dygnets medeltemperatur
- global strålningsenergi på horisontal yta
- nederbörd i form av snö

Massaändringar som förorsakats av nederbörd och avdunstning från hybridlagret har försumrats, men energiflöden på grund av avdunstning och kondensering har beräknats.

De energiflöden som påverkar hybridlagrets värmebalans och som beräknats framgår av figur 5.1.

Beträffande värmeflöden mellan hybridlagermodulen och omgivande mark se bilaga 2.

5.2 Standardsystem med elvärmepump

För standardbostaden har följande värden antagits:

Förlustfaktor	100 W/°C
LUT	-20°C
DIT	17°C
Radiatorsystem	52°/40°

Varmvatten, inkl förluster, 5000 kWh/år, procentuell förbrukning av månadsmedelvärdet enligt BFR-rapport R49:1981 (Persson, 1981), tabell 5.1.

Ingen uppvärmning vid utetemperatur >11°C

Tabell 5.1

Månad	%
1	132
2	120
3	150
4	126
5	90
6	72
7	60
8	66
9	83
10	92
11	93
12	116

Som standardvärmepump har valts en eldriven typ (EVP) med R22 som köldmedium med följande dimensionerande data:

Kondenseringstemperatur	54°C
Log medeltemperaturdifferens	
kondensor	5,6°C
förångare	4,0°C
Drivenergiförluster (Glas, 1978)	15 %

Med 0,7 kg/s brine (40%-ig vatten-glykolblandning, -4°C) och maximalt tillåten istjocklek 3 mm, har för standardsmältvärmeväxlaren (36/30 gummislang) följande dimensionerande data beräknats:

Slanglängd/bostad (i nollgradigt vatten)	175 m
Frystid	75 min

För standardvärmepumpen har beräknats (för en enstaka hybridmodul):

Kondensoreffekt	65 kW
Kyleffekt	46 kW
Motoreffekt	22 kW
Värmefaktor	2,9
Förångningstemperatur	-7,4°C

Som visas längre fram ökar värmefaktorn med antalet hybridmoduler (dvs med anläggningens storlek) varvid de modulspezifika effekterna ändras. För standard-hybridmodulen med 33 % vattenandel i is-vattenblandningen har beräknats:

Antal anslutna bostäder	15
Max isflisskikt	3 m
Max kompaktisskikt	0,8 m
Producerad ismängd/bostad	117 m ³

Den totala energiförbrukningen per standardbostad har beräknats till 14100 kWh/år.

Den nyttiggjorda solenergin utgör i detta fall 9240 kWh/år vilket betyder att solenergiproduktionen är 240 kWh/m² vattenyta och lagringsdensiteten 72 kWh/m³ vatten.

I figur 5.2 visas för standardmodulen temperaturförloppet i hybridlagret, isflisskiktets och kompaktisskiktets djup (temperaturförloppet i det senare

visas inte). Vattnets temperatur under isen har antagits hålla frystemperatur.

5.3 Värmefaktorns storleksberoende

Standardvärmepumpens storlek är anpassad till en hybridlagermodul. Istället kan man tänka sig att varje ansluten bostad har sin egen värmepump. För stora hybridlager med flera moduler är det mera realistiskt att tänka sig en gemensam central värmepump eller flera mindre värmepumpar, t ex en för varje modul eller en för två eller fler moduler. Detta är i grund och botten ett optimeringsproblem som bör lösas från fall till fall. En faktor som inverkar på storleksvalet är värmepumpens köldfaktor, som i sin tur påverkar storleken av den specifika lagervolymen: för en värmepump med låg köldfaktor behövs en mindre specifik lagervolym än för en med hög köldfaktor. Den specifika lagervolymen är direkt proportionell mot värmepumpens köldfaktor. Hur en central standardvärmepumps dimensionerande värmefaktor och köldfaktor ändras som funktion av storleken (dvs antalet anslutna standardbostäder) visas i tabell 5.2.

Tabell 5.2

Antal bostäder	Hybrid moduler	Värme- faktor	Köldfaktor
1	1	2,4	1,5
15	1	2,9	2,1
45	3	3,1	2,2
75	5	3,2	2,3
150	10	3,3	2,4
450	30	3,4	2,5

5.4 Standardsystem med absorptions- och dieselvärmepump

Simuleringsberäkningarna har genomförts för ett standardsystem med monovalent elvärmepump (EVP). Dennes värmefaktor är beroende på värmepumpens storlek och driftsätt. Motsvarande gäller för dieselvärmepumpen (DVP) och absorptionsvärmepumpen (AVP).

I ett monovalent system dimensioneras värmepumpen för maximalt effektbehov. I ett bivalent-parallellt system dimensioneras värmepumpen för en grundlast. Ekonomiskt optimum erhålls normalt om grundlasten motsvarar 40 -60 % av maximal effekt. För att täcka resterande effekt inkopplas en spetslastpanna (olja eller el).

En intressant fråga är hur många bostadsenheter man kan ansluta till en hybridlagermodul om ett standard monovalent EVP-system byts ut mot ett annat standardssystem, dvs ett DVP- eller AVP-system.

För att få denna fråga belyst kan man beräkna omräkningsfaktorer på basis av värmepumpens köldfaktor (KF) och det rimliga antagandet att värmepumpen i ett bivalent-parallellt system svarar för $a = 80\%$ av årsenergiebehovet.

Dessa omräkningsfaktorer för en hybridlagermodul återfinns i tabell 5.3. För bivalenta system har antagits att värmepumpens dimensionerande kondenseringsstemperatur är 50°C . Värmepumparnas dimensionerande värmefaktorer har uppskattats enligt bil 3.

Omräkningsfaktorn beräknas ur kvoten $\frac{\text{KF (EVP)}}{\text{KF (alt)}} \times \frac{100}{a}$

Tabell 5.3

	VP-typ	Köldfaktor	Omräkn.faktor	Anslutna bostäder
Mono-valent system $a = 100\%$	EVP	2.08	1.00	15
	DVP	0.68	3.06	46
	AVP	0.55	3.78	57
Bi-valent system $a = 80\%$	EVP	2.18	1.19	18
	DVP	0.76	3.47	51
	AVP	0.59	4.41	66

Skillnaden mellan de olika värmepumpsystemen är drastisk men relativt liten mellan det monovalenta och bivalenta driftsättet.

Man kan också vända på frågan: hur många hybridmoduler behövs för t ex 200 standardbostäder i ett bivalent system? Svaret återges i tabell 5.4 där även anförs specifik volym, specifik passiv solväxlareyta samt årsmedelvärmefaktor (pumpenergin har försumrats).

För att göra jämförelsen med avseende på årsmedelvärmefaktorn (COP) rättvis har den för EVP-systemet, liksom för de andra systemen, baserats på primärenergibehovet. Motsvarande värde på basis av el som sekundär-energi -såsom den står förbrukaren till förfogande - uppges i parentes. Medelproduktionsverkningsgraden för elkraft i Sverige har antagits vara ca 60 %.

Tabell 5.4

System	Antal moduler	Spec volym m ³	Spec yta m ²	Värme- faktor	- COP
EVP	11	106	32	2.03	1.22 (1.75)
DVP	4	38	12	1.61	1.36
AVP	3	29	9	1.44	1.27

Approximativ årsmedelverkningsgrad beräknas enligt

$$\text{COP} = (a/VF + (1-a) + b \times KF)^{-1}$$

Här är a värmepumpens andel av energiförsörjningen (a = 0,8) och b är kvoten (förlorad pumpningsenergi)/(pumpad energi ur värmekälla + islossningsenergi)= förlustfaktor. Här har antagits att b=0.05. På grund av EVP-systemets större kyleffekt (synonymt med största antal hybridmoduler) är detta system känsligare för storleken av förlustfaktorn b (Fig 5.3).

5.5 Inverkan av jordvärme

I ett djupjordvärmelager (temperaturområde 10-30°C) har man under de första åren stora värmeförluster innan ett jämviktsläge uppnås. För hybridvärmelagret är det tvärtom: under de första åren är värmevinster större än värmeförlusterna. Vid ungefär det femte året når man normalt ett jämviktsläge.

Beräkningsunderlaget för inverkan av jordvärme behandlas i bil 2. I Fig 5.4 visas isflisskiktets tjocklek under en islägningsperiod för standardhybridmodulen.

graf A. hybridmodulen med perfekt markisolering

graf B. utan markisolering

Skillnaden i maximal istjocklek är ca 0,75 m. Detta motsvarar ungefär ökningen för en bostad i EVP-systemet, dvs till det markisolerade lagret kan endast 14 bostäder anslutas istället för 15.

I figur 5.5 och 5.6 har maximal isflisstjocklek för standardmodulen (placerad i mo) plottats mot det relativa värmeflödet från marken Q/Q_{MO} . Figur 5.5 gäller för 15 bostäder med förlustfaktorn 100 W/°C och fig. 5.6 avser 10 bostäder med förlustfaktorn 150 W/°C.

I båda har ritats in värden för lagerplacering i granit istället för i mo. Det visar sig att jordvärmeflödet till och från lagret ökar ca 50 %.

Det procentuella bidraget av markvärme till det totala värmebehovet/dygn under ett år visas i figur 5.7 (lager i mo).

Om hybridlagret i stället placeras i mo med grundvattennivån 5 m under markytan så blir värmeförlusterna alltid större än värmevinster om grundvattnet har stor rörlighet och hybridlagrets maximala vattentemperatur överstiger ca 16.6°C, vilket det normalt gör.

5.6 Inverkan av modulplacering

I och med att en totalt nödvändig lagringsvolym för ett givet objekt delas upp i ett flertal identiska, mindre hybridlagermoduler så har man möjlighet att placera modulerna på olika sätt. En faktor som kan inverka här är den tillgängliga terrängens topografi.

Om topografin tillåter kommer man att föredra en symmetrisk anordning av modulerna. Storleken av markvärmeflöden ändras beroende på hur många grannar en given modul har. Som visas i figur 5.8 finns det för en kvadratisk modul fem olika placeringskombinationer, A-E. I placering A finns bara en modul, i placering E är en central modul omgiven av fyra andra.

Figur 5.9 visar att den centrala modulens maximala isflisskikt praktiskt taget inte påverkas alls vid ett 2-meters avstånd dem emellan. Den maximala vattentemperaturen beräknades till ca 21⁰C, oberoende av omgivande grannmoduler.

5.7 Inverkan av skuggning

Verkningsgraden av glasade modul- och högtemperatursolfångare påverkas negativt av skugga. Detta beror på att dessa konstruktioner är antingen avsedda för energiomvandling av endast direkt solstrålning (t ex koncentrerande solfångare) eller av både direkt och diffus solstrålning (t ex plana solfångare). För en oglasad solväxlare vars medeltemperatur hålls under omgivningstemperaturen är skuggans inverkan mindre utpräglad.

För hybridvärmelagrets solväxlare, dvs dess horisontala begränsningsyta mot atmosfären är skuggans inverkan under de kallaste månaderna liksom solstrålningens inverkan betydelselös. Vare sig det ena eller det andra kan påverka vattentemperaturen under isskiktet. Verkningsgraden är noll. Det som påverkas är ytskiktssmältningen och kompaktisskiktets tjocklek. Med avseende på de fysikaliska företeelserna i begränsningsytan är verkningsgraden hög och blir av stor betydelse vid issmältningprocessen. Vid denna process kan skuggningen ha en viss inverkan. Men den synes inte vara särskilt stor. För vertikala ljusskärmar med varierande höjd som är

uppställda utmed en hybridlagermoduls söderkant har skuggningens inverkan beräknats. I figur 5.10 och 5.11 har de marginella ändringarna av max istjocklek resp max vattentemperatur plottats mot skärmarnas höjd. Som framgår är deras inverkan ganska måttlig. Totala isläggningstiden förlängs bara med 1-2 dygn.

5.8 Inverkan av belastningen

Belastas standardmodulen med endast en standardbostads värmebehov så påverkas inte det naturliga isskiktets tjocklek vilket beräknats till 0,2 m (enligt (SMHI, 1971) har i stockholmstrakten uppmätts ca 0.25 m tjocklek i sötvatten). Detta betyder att tillräcklig värme kan hämtas ur vattnets sensibla värmeinhåll, ur underliggande mark och genom solinstrålning utan att is bildas. Sista isdygn är dag 87 (28 mars).

Vid större belastning ändrar sig isförhållandena: istjockleken ökar och isperioden blir längre.

Detta visas i figur 5.12 resp 5.13 för standardbostäder (förlustfaktor 100 W/°C) och för bostäder med sämre isoleringsstandard (förlustfaktor 150 W/°C).

Som framgår ökar isperiodens längd från den 28 mars (dag 87) till den 30 maj (dag 150) vid tillåten maximal isflisstjock ≤ 3 m. Isperiodens totala längd är ca 185-190 dygn - gott och väl ett halvt år vid maximal belastning.

5.9 Inverkan av isflisskiktets vattenhalt

Den mest osäkra parametern i de här gjorda simuleringsberäkningarna är isflisskiktets skrymdensitet, resp vattenhalt. Detta beror på att experimentellt underlag för en noggran bestämning av denna viktiga parameter ännu saknas. Ju mera kompakt uppfluten isflis kan packas ihop under det kompakta ytiskiktet, desto större kan belastningen väljas och desto mindre blir det specifika volymbehovet (m^3 lagervolym/bostad).

För standardberäkningarna har valts en vattenhalt 33 volym% vilket kan synas rimligt. Men redan vid en vattenhalt 40 % blir standardlagret med 15

anslutna bostäder fyllt med isflis. Belastningen måste reduceras med minst en standardbostad.

Figur 5.14 visar hur det maximala isflisskiktet och dess andel av kompaktis (i ytan) ändras i standardhybridlagermodulen med 15 standardbostäder som belastning.

6. LAGRINGSEKONOMI

6.1 EVP-hybridsystem

6.1.1 Investeringsbehov

Förutsättningarna för investeringskalkylen är följande uppgifter (alla sif-
fervärden är avrundade uppåt).

Kostnadsläge: dec 1981

Modulvolym 2000 m³

Grävning i rel lättgrävd jord, 20-30 kr/m³

Tätningmembran. Area 450 m² + 100 m² (vid krönet) Material: butyl-
gummi, 1 mm. Pris för på fabrik formsvetsad membran: 54 kr/m².

Installationskostnad ca 2100:-/modul.

Smältvärmväxlare 2700 m/modul, inkl kopplingar, förankring och installa-
tion, kostnad ca 15 kr/m.

Vattenvolym 1900 m³, kostnad 2 kr/m³. Projektkostnader inkl VVS-kostna-
der 10 kr/m³.

Årslagrad solenergi ca 140 MWh/modul.

I bivalenta system ingår befintlig spetslastvärmeanläggning. Drifftid 4800
h/år för värmepumpen.

Relaterat till modulvolymen erhålls följande specifika kostnader.

Tabell 6.1

	kr/m ³
Grävning	25 <u>+5</u>
Dränering	2
Isolering	0
Tätning	16
Vatten	2
Smältvärmväxlare	20
Värmeförluster	0
Projektkostnader	10
Totalt	75 <u>+5</u>

För att kunna tillföra förbrukaren den lagrade solenergin installeras en värmepump och övriga systemkomponenter (kulvetar, pumpar, expansionskärn, VVS-armatur, styr- och reglerutrustning m m). Skalfaktorns betydelse belyses genom att fyra anläggningsstorlekar undersöks, dels för monovalent drift, dels för bivalent drift i kombination med en befintlig värmecentral (tabell 6.2).

Tabell 6,2

Anlägg-Bo- ning	Bo- städer	Elvärmepump		Värme- faktor	Hybrid- moduler	Kostnader		
		Effekt kW	Drift- tid			EVP ^a kr/kW	Övrigt ^b kr/m ³	
<u>Mono-</u>	1	15	70	3000	2,9	1	1400	164
<u>valent</u>	2	100	500	3000	3.1	7	700	67
<u>system</u>	3	300	1360	3000	3.2	20	600	47
	4	600	2700	3000	3.3	40	500	39
<u>Bi-</u>	1	15	44	4800	2.9	1	1450	156
<u>valent</u>	2	100	270	4800	3.0	6	1000	66
<u>system</u>	3	300	700	4800	3.1	16	650	46
	4	600	1360	4800	3.2	32	600	38

a) interpolerade budgetpriser

b) uppskattade kostnader (Jansson, 1978). Antaget medelavstånd lagervärmecentral bostäder: 250, 500, 750 resp 1000 m för system 1, 2, 3 resp 4.

Hänförs dessa kostnader till lagervolymen så erhålls följande specifika kostnader för grundinvesteringen:

Tabell 6.3

Monovalenta EVP-system

Anläggning	1 kr/m ³	2 kr/m ³	3 kr/m ³	4 kr/m ³
Lager	80	75	70	70
Värmepump	49	25	21	17
Övrigt	164	67	39	39
Totalt	293	167	126	126

Tabell 6.4

Bivalenta EVP-system

Anläggning	1 kr/m ³	2 kr/m ³	3 kr/m ³	4 kr/m ³
Lager	80	75	70	70
Värmepump	32	22	14	13
Övrigt	156	66	46	38
Totalt	268	163	130	121

Investeringsbehovet per bostad kan nu beräknas och återges i tabell 6.5.

Tabell 6.5

Anläggning		Antal bostäder	Kostnad kr/bostad
<u>Mono</u>	1	15	39100
<u>valent</u>	2	100	23380
<u>system</u>	3	300	18400
	4	600	16800
<u>Bi-</u>	1	15	35700
<u>valent</u>	2	100	19600
<u>system</u>	3	300	13900
	4	600	12900

Dessa kostnader är förhållandevis låga. Bidragande orsaker härför är:

- De bostäder som avses här är energisnåla (förlustfaktor $100 \text{ W/}^{\circ}\text{C}$). Bostäder av äldre standard kan ha förlustfaktorer uppemot det dubbla värdet. De kräver därför en större installerad effekt och fler hybridmoduler. Investeringskostnadern per bostad ökar - grovt räknat - proportionellt med förlustfaktorn.
- I kostnaden för de bivalenta systemen ingår inte investeringskostnaden för en spetslastpanna. Den anses vara avskriven. Det förutsätts här att hybridvärmesystemen utgör komplement till befintliga värmecentraler.
- I bivalenta system står hybridvärmesystemet för grundlasten, vilket innebär längre gångtider för värmepumpen vid konstant förångningstemperatur. Hybridvärmesystemet kan därför dimensioneras för betydligt lägre effekt (se tabell 6.2).
- De uppskattade specifika kostnaderna för det "övriga systemet" (periferikostnader) är ganska osäkra och kan skifta kraftigt från objekt till objekt, i synnerhet vid andra avstånd mellan lager och bostäder, resp spetslastcentralen.
- Grävningarkostnaderna avser skaktning i relativt lättgrävd mark. Vid grävning i besvärligare mark kan dessa kostnader öka betydligt.

6.1.2 Specifika investeringskostnader

Ett accepterat värderingsmått är den specifika investeringskostnaden som avser investeringen per levererad kWh solenergi från lagret och uttrycks i kWh/(kr/år).

Den årligen lagrade och tillvaratagna solenergimängden uppskattas enligt

$$E = P_{vp} \times t \times (1 - 1/VF)$$

$$= \text{antal moduler} \times 140\,000 \text{ (kWh)}$$

Här är E = lagrad solenergi (kWh/år), P_{vp} = installerad värmepumpseffekt (kW), t = effektiv drifttid, (h/år), VF = processvärmefaktor.

De beräknade specifika kostnaderna har sammanställts i tabell 6.6.

Tabell 6.6

Anläggning	Mono-valent system kr/(kWh/år)	Bivalent system kr/(kWh/år)
1	4,2	3,8
2	2,4	2,3
3	2,0	1,8
4	1,8	1,7

Dessa kostnader kan jämföras dels med investeringskostnader för oljebaserad uppvärmning och dels med motsvarande kostnader för andra typer av årsvärme-system. Relevanta jämförelsekostnader hämtas ur (Solvärme-forskning, 1981). Eftersom dessa kostnader hänför sig till kostnadsläget 1980 har uppräkningskostnader skett med 10 %. De så erhållna jämförelsekostnaderna är sammanställda i tabell 6.7. Det bör framhållas att dessa kostnader endast avser monovalenta system (i DFE-rapportens terminologi: årsvärme-system). Jämförelsen med bivalenta system blir korrekt om spetslastvärmeanläggningen är avskriven.

Tabell 6.7

Anläggning	Investeringskostnad kr//kWh/år)	Anmärkning
Fjärrvärme	2.1-2.7	
Större värmecentral 3.6		ca 500 kW
Villasystem	5.2-5.8	
Tepidus	8,0	System byggda
Sunclay	2.4	med dagens
Sunstore	3.1-3.3	teknik
Södertuna	5.6	
Lyckebo	9.4	
Sunstore	2.0-2.2	Utvecklingsobjekt
Linköping	4.5	
Kungsbacka	4,5	
Linghem	5,0	

Det visar sig att de specifika investeringskostnaderna som beräknats för hybridvärmesystemen är påtagligt beroende av anläggningsstorleken. Påfallande är också att skillnaden mellan mono- och bivalenta system är ganska liten. Men vid jämförelser med oljevärmeanläggningar visar det sig att de flesta anläggningsstorlekarna - oberoende av driftsättet - är konkurrenskraftiga vad beträffar investeringar. Jämfört med byggda, resp i utveckling befintliga andra årslagringsstyper tillhör hybridvärmesystemet den grupp som har de lägsta specifika investeringskostnaderna (Sunclay, Sunstore).

6.1.3 Energikostnader

För beräkning av energikostnader används samma kalkylmetod och kalkylränta som i DFE-rapporten (Solvärmeforskning 1981). Detta innebär att för den tekniska livslängden av anläggningen (avser samtliga komponenter) antas 20 år och för realräntan 4 %. För värmepumpens drivenergi antas kostnaden 0,25 kr/kWh. Underhållskostnader har antagits utgöra 2% av grundinvesteringen.

Dessutom har motsvarande beräkningar gjorts för 10 och 15 års avskrivning. Resultaten återges i tabell 6.8.

Tabell 6.8

Anläggning		Avskrivningstid		
		10 år kr/kWh	15 år kr/kWh	20 år kr/kWh
<u>Mono</u>	1	0,73	0,59	0,52
<u>valent</u>	2	0,46	0,38	0,34
<u>system</u>	3	0,40	0,33	0,30
	4	0,37	0,30	0,28
<u>Bi-</u>	1	0,68	0,55	0,49
<u>valent</u>	2	0,45	0,38	0,34
<u>system</u>	3	0,38	0,32	0,29
	4	0,36	0,30	0,27

Om underhållskostnaderna ändras 50% så ändras energikostnaderna med ca 5-7%.

Energi-kostnaden ökar ca 1 % per 0,01 kr/kWh kostnadsökning av drivenergin för värmepumpen.

En ändring av värmefaktorn med 0,1 enhet ger en energikostnadsändring motsvarande ca -2%.

I DFE-rapporten (Solvärmeforskning, 1981) finns följande uppgifter för totala energikostnader i oljebaserade värmesystem (avskrivning 20 år, realränta 4 %, uppräknade med 10 %):

Tabell 6.9

System	Olja	kr/kWh
Fjärrvärme	Eo5	16,5-21,5
Större panncentral	Eo1	27
Villapanna	Eo1	38,5-43

Dessa siffror skall jämföras med siffrorna i sista kolumnen, tabell 6.8. Det framgår att samtliga hybridvärmesystems energipriser ännu inte helt är konkurrenskraftiga i denna jämförelse med här antagna förutsättningar.

6.2 Energi-kostnader för AVP- och DVP-hybridssystem

Ett hybridvärmesystem med en absorptionsvärmepump (AVP) istället för en eldriven värmepump (EVP) är t v endast intressant för större anläggningar. Därför görs en kostnadskalkyl endast för en bivalent anläggning med 600 standardbostäder. Absorptionsvärmepumpen antas vara en direkt naturgaseldad typ inklusive avgaspanna. Systemet kännetecknas av följande data:

AVP-märkeffekt	1500 kW
Processvärmefaktor	1,46
Effektiv värmefaktor	1,34
Kyleffekt	470 kW
Lösningssump	40 kW
Antal hybridmoduler	16
Drifttid	4800 h/år
Kulvertlängd	750 m
Kostnader:	
Hybridlager	70 kr/m ³
AVP	1200 kr/kW
Övrigt system	58 kr/m ³
Gaspris	170 kr/MWh

Till lagervolymen relaterad specifik kostnad blir:

Hybridlager	70 kr/m ³
AVP	56 kr/m ³
Övrigt system	59 kr/m ³

Totalt	185 kr/m ³
--------	-----------------------

Per bostad beräknas grundinvesteringen till $174 \times 16 \times 2000/600 = 9900$ kr, vilket är ett ganska lågt värde.

Den specifika investeringskostnaden beräknas till 2.6 kr/(kWh/år).

Energikostnaden beräknas som ovan men underhållskostnaderna sättes här lika med 1 % av investeringskostnaden (VDI-Berichte 427, 1981). Vid 20 års avskrivning och 4 % realränta erhålls som energikostnad 0,59 kr/kWh.

Det visar sig alltså att för AVP-systemet blir både den specifika investeringskostnaden och energikostnaden betydligt högre än för hybridvärme-system med elvärmepump.

Utförs motsvarande beräkningar för ett DVP-system så erhåller man följande kostnader (processvärmefaktor 1.6, kyleffekt 560 kW, 19 hybrid

moduler, specifik kostnad 1100 kr/kWh underhållskostnader 2 % av investeringen):

-	specifik kostnad	171 kr/m ³
-	specifik investeringskostnad	2.5 kr/(kWh/år)
-	energipris	0,52 kr/kWh

Man får alltså något gynnsammare kostnadsrelationer än för absorptionsvärmepumpen. Enligt tyska undersökningar får man emellertid räkna med att bättre ekonomi erhålls för AVP-system när anläggningsstorleken ökar.

Dimensionering av smältvärmeväxlare

Arbetet enligt denna bilaga har delvis utförts med anslag från STU.

INNEHÅLL

1. Beteckningar
2. Inledning
3. Teori för värmeöverföring
 - 3.1 Värmeövergångskoefficienter
 - 3.2 Ingen isbildning
 - 3.3 Isbildning i nollgradigt vatten
 - 3.4 Isbildning i varmt vatten
4. Dimensionering av slanglängd
 - 4.1 Sommartillstånd
 - 4.2 Vintertillstånd
 - 4.3 Övergångstillstånd
 - 4.3.1 Överkritisk temperatur
 - 4.3.2 Underkritisk temperatur
 - 4.4 Dimensionering vid kritisk temperatur
5. Inverkan av smuts

1. Beteckningar

- a Värmeövergångskoefficient (W/m^2K), index:
i = innervägg, y = yttervägg
- c_i Värmekapacitet ($J/kg K$), index i: 1 = is, 2 = (smält)vatten, 3 =
köldbärare (brine), 4 = slangmaterial
- d_i Densitet (kg/m^3), index som ovan
- D Slangens diameter (m) index: i = innerdiameter y = ytterdiameter.
- f (s) Funktion för isbildning
- Gr Grasshofftal
- h Höjd (m)
- H Smältvärme, för is (333 kJ/kg)
- k Värmeövergångstal (W/m^2K)
- K_i Värmeledningstal ($W/m K$), index som ovan
- L Slanglängd (m)
- \dot{m} Värmemotstånd ($m K/W$)
- m massflöde (kg/s)
- Nu Nusselttal
- P (Medel)effekt (W)
- Pr Prandltal
- Re Reynolds tal
- s (Medel)istjocklek (m)
- S Diameter av spiralslinga (m)
- t Tid (s),
index f = "frystid", period under vilken isbildning tillåts
index t = slangtömningstid
index p = pumpningstid per frys- och tömningsperiod
- T_o Vattentemperatur ($^{\circ}C$)
- T_1, T_2 Köldbärartemperatur ($^{\circ}C$) vid inlopp, resp utlopp
- T_b Köldbärarens medeltemperatur ($^{\circ}C$)
- T_c Kritisk vattentemperatur ($^{\circ}C$)
- T_f Fasändringstemperatur (= $0^{\circ}C$)
- T_{log} Logaritmisk medeltemperatur-differens ($^{\circ}C$)
- V Korrektionsfaktor för volymexpansion,
 $v = d_1^2 / d_2^2$
- z Smältskiktets tjocklek (m)

2. INLEDNING

En bottenförankrad smältvärmeväxlare kommer under en årscykel att användas för värmeupptagning ur vatten vid tre olika tillstånd som kännetecknas av det omgivande vattnets temperatur:

1. Sommartillstånd: $T_o > 0^{\circ}\text{C}$, temperaturen är så hög att ingen isbildning kan ske. Teorin för värmeväxling för denna situation är konventionell.
2. Vintertillstånd $T_o = 0^{\circ}\text{C}$. Is bildas på slangytan i helt stillastående vatten och värmetransporten från vatten till fasomvandlingsytan är rent konduktiv.
3. Övergångstillstånd: $0^{\circ}\text{C} < T_o < \text{ca } 1^{\circ}\text{C}$. Is bildas samtidigt som is i fasomvandlingsytan smältes. Detta är den teoretiskt besvärligaste situationen.

Värmetransporten vid isbildningen är tredimensionell men kan utan större fel behandlas som tvådimensionell eftersom den axiåla utsträckningen är mångfaldigt mycket större än den radiale. Om isskiktets tjocklek är liten i förhållande till slangdiametern - såsom här är fallet - så kan värmetransporten uppfattas som endimensionell. För denna situation finns approximativa lösningar för värmeekvationen.

3. TEORI FÖR VÄRMEÖVERFÖRING

3.1 Värmeövergångskoefficienter

Värmeövergång på den inre slangväggen sker vid aktuella massflöden ($0.3 < \dot{m} < 1.0 \text{ kg/s}$) i ett övergångsområde mellan laminärt och turbulent flöde, dvs vid Reynoldstal $3000 < \text{Re} < 10\ 000$.

Nusselttal beräknas med följande uttryck enligt (Hausen, 1976), som har anpassats till slang lindad som en cylindrisk spiral (Perry m fl 1973)

$$\text{Nu} = 0.0235 \times (\text{Re}^{0.8} - 230) \times (1.8 \times \text{Pr}^{0.3} - 0.8) \times (1 + (D_i/S)^{0.33}) \times (\eta_{b_i}/\eta_v)^{0.14} \quad (1)$$

För det här aktuella temperaturområdet kan antas att $\eta_{a_D} = \eta_{a_V}$ (dynamisk viskositet vid brine-, resp väggtemperatur).

$$\text{Värmeövergångstalet } a_i = Nu \times K_3 / D_i \quad (2)$$

På den yttre slangytan är värmeövergångskoefficienten endast definierad för vattentemperaturer $T_0 > 0^\circ\text{C}$, i vilka fall hänsyn måste tagas till konvektionen. Här räknas endast med egenkonvektion.

Vid egenkonvektion kan varje spiralslinga pga spiraldelningen (avstånd mellan två grannslingor) betraktas som oberoende av andra slingor. I facklitteraturen har uttryck inte hittats för beräkning av Nusselttalet för detta fall. Därför har följande approximation tillgripits.

Enligt Fig B1.1 approximeras en cirkulär slinga med en symmetrisk slinga bestående av åtta likformade raka slangsegment. På dessa appliceras uttrycket (Nagendra m fl, 1969)

$$Nu = 0.57 \times (Pr \times Gr \times D_y/h)^{1/4} \quad (3)$$

Ett medelvärde för a_y beräknas sedan enligt:

$$a_y = (2 \times a_H + 2 \times a_V + 4 \times a_L) / 8 \quad (4)$$

där indiceringen betyder H = horisontalt, V = vertikalt, L = lutande.

Den enda parametern i (4) som är variabel är höjden H. Den beräknas enligt:

$$h_H = D_y \quad (5)$$

$$h_V = \pi \times S / 8 \quad (6)$$

$$h_L = D_y \times \sin 67.5^\circ / \sin 45^\circ = 1.305 \times D_y \quad (7)$$

Efter insättning i (3) och (4), med beaktande att $a = Nu \times K$ /karaktäristisk dimension erhålls efter jämkning:

$$a_y = 0.142 \times K_1 \times (Gr \times Pr)^{1/4} (2.432/D_y^{5/4} + 3.216/S^{5/4}) \quad (8)$$

Om $S \gg D_y$, som här är fallet, så förenklas detta uttryck till:

$$a_y = 0.347 \times K_1 \times (Gr \times Pr)^{1/4} / D_y^{5/4} \quad (9)$$

I temperaturområdet $0-10^\circ\text{C}$ är för vatten

$$Pr \times Gr = 2.4 \times 10^9 \times Dy^3 \times (T_o - T_{v\ddot{a}gg}) \quad (10)$$

Vid insättning i (8) erhålls slutligen:

$$a_y = 76.8 \times K_1 \times (T_o - T_{v\ddot{a}gg})^{1/4} / Dy^{1/2} \quad (11)$$

3.2 Ingen isbildning

Vid vattentemperaturer väl över 0°C sker endast överföring av sensibel värme varvid vattnet avkyls och kylmediet (brine) i slangens uppvärms (Fig B1.2).

För den uttagna effekten (kyleffekten) gäller för cylindriskt rör

$$P = \dot{m} \times c_3 \times (T_2 - T_1) \quad (12)$$

$$P = k \times \pi \times Di \times L \times T_{log} \quad (13)$$

Den logaritmiska medeltemperaturdifferensen för värmeväxlingen är

$$T_{log} = \frac{(T_o - T_1) - T_o - T_2}{\ln(T_o - T_1) - \ln(T_o - T_2)} \quad (14)$$

Efter insättning av (11) i (12) erhålles:

$$P = \dot{m} \times c_3 \times (T_o - T_1) \times \left(1 - \exp\left(-\frac{k \times \pi \times Di \times L}{\dot{m} \times c_3}\right)\right) \quad (15)$$

Antas som värmeöverförande yta slangens innervägg med arean $\pi \times Di \times L$ så blir värmegenomgångstalet:

$$k = 1 / (m_i + m_g + m_y) \quad (16)$$

Här är värmemotstånden

$$m_i = 1 / a_i \quad (\text{konvektivt motstånd vid inre slangvägg})$$

$$m_g = (Di / 2K_4) \times \ln(Dy / Di) \quad (\text{slangväggens konduktiva motstånd})$$

$$m_y = 1/2 a_y \times Di / Dy \quad (\text{konvektivt motstånd vid yttre})$$

Slanglängden erhålls ur ekv (15):

$$L = \frac{\dot{m} \times c_3}{k \times \pi \times D_i} \times \ln \frac{T_0 - T_1}{T_0 - T_1 - P/(\dot{m} \times c_3)} \quad (17)$$

3.3 Isbildning i nollgradigt vatten

Vid isbildning ändras det totala värmemotståndet. Vanligen utökas ekvation (16) med en term för den bildade isens konduktiva värmemotstånd. Detta är teoretiskt korrekt endast om temperaturfördelningen i isskiktet är linjär. Men så är inge fallet. I facklitteraturen (Carslaw & Jäger 1959) finns en för vatten mycket god approximation för isbildning på ett cylindriskt rör:

$$f(s) = (T_f - T_g) \times t_f \quad (18)$$

$$\text{Här är } f(s) = 2/G \times (Dy + 2 \times s)^2 \times (\ln(1 + 2 \times s/Dy) - 0.5) + Dy^2/G \quad (19)$$

G är en materialkonstant:

$$G = 16 \times K_1 / (d_1 \times H \times v)$$

Vidare är T_g medeltemperaturen vid isrörets inre cylindriska gränssyta. $Dy + 2xs$ är isrörets yttre diameter, v är faktorn som tar hänsyn till vattnets volymexpansion (Eckert & Drake, 1972), $v = 1.189$. Det framgår att isbildningen inte är linjärt beroende av tiden.

Detta uttryck kan anses som en god approximation under förutsättning att

- temperaturfördelningen i is antas vara av steady-state typ
- $H \gg c_1$, vilket inträffar för vatten
- värmeöverföringen i fasgränsen antas vara rent konduktiv.

Eftersom isens tjocklek på smältvärmeväxlaren skall begränsas till några mm är steady-state approximationen godtagbar. Begränsning till konduktiv värmetransport utesluter förekomsten av konvektiv värmeöverföring, vilket innebär att ekv (5) gäller endast vid nollgradigt vatten.

Ekv (18) tar ingen hänsyn till den cylindriska gränssytans eventuella tjocklek och värmemotstånd. I verkligheten utgörs gränsen mellan köldbäraren och iscylindern av en slangvägg med en typisk tjocklek 2-4 mm. Temperatur

skillnaden $T_f - T_g$ över isskiktet förhåller sig till temperaturdifferensen $T_g - T_f$ som den utkristalliserande isens värmemotstånd, m_{is} , till slangväggens totala värmemotstånd, $m_i + m_g$. Enligt Fig B1.3 måste man alltså ta hänsyn till temperaturfallet över slangväggen som har ett visst konstant värmemotstånd. Vid ökande istjocklek ändras även dess värmemotstånd, samtidigt som kylvätskans temperatur utmed slangens ökar genom värmeväxling. Därmed ändras också gränsytans temperatur.

Man får alltså:

$$\frac{T_f - T_g}{T_g - T_b} = \frac{m_{is}}{m_{is} + m_g} \quad (20)$$

Här är T_b köldbärarens logaritmiska medeltemperatur utmed slangens under frystiden t_f :

$$T_b = \frac{T_1 - T_2}{\ln T_1 - \ln T_2} \quad (21)$$

Temperaturdifferensen över isskiktet erhålles ur (18)

$$T_f - T_g = f(s)/t_f \quad (22)$$

som ger för medeltemperaturen i gränsytan

$$T_g = T_f - f(s)/t_f \quad (23)$$

Vid issättning i (19) erhålls för isens värmemotstånd

$$m_{is} = (m_i + m_g) \times \frac{f(s)}{(T_f - T_b) \times t_f - f(s)} \quad (24)$$

Värmegenomgångskoefficienten vid isbildning i nollgradigt vatten blir

$$k = 1/(m_i + m_g + m_{is}) \quad (25)$$

$$= (m_i + m_g) \times \left(1 + \frac{f(s)}{(T_f - T_b) \times t_f - f(s)} \right) \quad (26)$$

Frystiden t_f är obekant. Den bestäms enligt följande.

För slanglängden måste två villkor vara uppfyllda: ekv (17) samt

$$L = \frac{P \times t_f}{\pi \times s \times (D_y - s) \times d_1 \times H} \quad (27)$$

som erhållits ur uttrycket för kristallisationsvärmeeffekten:

$$P = \pi/4 ((D_y - 2s)^2 - D_y) \times L \times d_1 \times H/t_f \quad (28)$$

Med hjälp av (12), (17), (26) och (27) erhålls efter jämkning nödvändig frystid för att uppnå önskad istjocklek s :

$$t_f = \frac{s \times (D_y - s) \times d_1 \times H (m_i + m_g)}{T_{1og} \times D_i} + \frac{f(s)}{T_f - T_b} \quad (29)$$

Den andra termen är frystiden för oändligt tunn slangvägg, medan den första uttrycker frystidens förlängning på grund av slangväggens värmemotstånd. T_{1og} beräknas med (14).

Slanglängden L och kyleffekt P vid nollgradigt vatten kan nu med (27), resp (28) bestämmas.

3.4 Isbildning i varmt vatten

Ett analytiskt uttryck för endimensionell isbildning i varmt vatten finns inte. En approximation kan göras om man antar att situationen kännetecknas av simultan frysning (enligt föregående kapital) och steady-state smältning. För båda processerna är gemensamt att de äger rum vid fasändringstemperaturen T_f . I den här använda modellen antas att varje process pågår oberoende av varandra med avseende på temperaturen på andra sidan fasgränsen.

Vid ismältning är ett plant smältskikt's tjocklek (z_p) vid steady-state och vid konstant yteffekt P (W/m^2) med samtidigt omedelbart avlägsnande av bildat smältvatten (vilket antas gälla vid konvektiv värmeöverföring i varmt vatten) följande:

$$z_p = \frac{P \times t}{d_1 \times (H/v + c_1 \times (T_0 - T_f))} \quad (30)$$

Om $z_p \ll Dy$ är z (radiellt) $\approx z_p$. I annat fall är

$$z_r = Dy/2 - (Dy^2/4 - z_p \times Dy)^{1/2}$$

Med $P = a_y \times (T_0 - T_f)$ och ekv (11) fås

$$z_p = \frac{78.8 \times K_1 \times (T_0 - T_f)^{5/4} \times t}{d_1 \times (H/v + c_1 \times (T_0 - T_f)) \times Dy^{1/2}} \quad (31)$$

Vi definierar:

$T_c > 0^\circ C$ = kritiska vattentemperaturen viden vilken isbildningshastigheten = ismältningshastigheten

Ur ekvationen (31) erhålles tiden t vid smältning:

$$t = z_p \times \frac{d_1 \times (H/v + c_1 \times (T - T_f)) \times Dy^{1/2}}{76.8 \times K_1 \times (T - T_f)^{5/4}} \quad (32)$$

För isbildningen gäller enligt (29):

$$t = \text{konstant} \times s_1 \times (Dy - s_1) + f(s_2) (T_f - T_b) \quad (33)$$

Sättes $s_1 = s_2 = s$ så kan för varje s genom iterationsräkning den kritiska vattentemperaturen $T_c = T$ uppskattas som funktion av brinetemperaturen T_b , smältvärmeväxlarens logaritmiska medeltemperaturdifferens enligt ekvation (14) och materialegenskaperna för slangen och vatten.

(Indikeringen för s i de båda termerna har införts för att underlätta dimensioneringsresonemanget).

Här är T_c alltså den vattentemperatur som är nödvändig för att förhindra att ett isskikt $s_1 (= s_2)$ just skall börja bildas. Ju mera T_c underskrids (dvs ju mindre temperaturdifferensen $T - T_f$ blir) på desto kortare frystid bildas isskiktet s_1 .

4. DIMENSIONERING AV SLANGLÄNGD

Dimensioneringstidpunkten för en värmeanläggning infaller då utetemperaturen motsvarar LUT, dvs normalt i januari-februari. Vid denna tidpunkt har i hybridlagret redan mycket is bildats genom smältvärmväxling och naturlig frysning. Vattentemperaturen har då sjunkit mot fryspunkten. Om under isläggningstiden värme tillförs lagret från omkringliggande mark kommer emellertid vattentemperaturen kring smältvärmväxlarna att ligga någon tiondels grad över fryspunkten. Samtidigt som is bildas på slangen sker en viss avsmältning. Om detta tillstånd antages vara dimensionerande så beräknas en annan slanglängd än om tillståndet med vattentemperaturen $T_o = 0^{\circ}\text{C}$ antages som dimensionerande.

För ett givet hybridvärmelager måste man bestämma vilket av de inledningsvis beskrivna tillstånd som är dimensionerande.

Dimensionerande storheter för beräkning av slanglängden är maximalt tillåten medelstjocklek, värmepumpens dimensionerande kyleffekt P , vattnets lägsta temperatur vid dimensioneringstidpunkten, tiden för slangtömning t_t (när is skall avlägsnas) samt kylvätskans massflöde och inloppstemperatur. Dimensioneringen påverkas också av slangmaterialets och kylvätskans egenskaper.

Här definieras:

$s_t =$ Tillåten (=dimensionerande) istjocklek efter tiden t_t .
Om $s > s_t$ äventyras både islossningen från slangen och eventuellt slangens bottenförankring.

- $z_t =$ Tillåten (fiktiv) ökning av s_t som vid vattentemperaturen $T_o = T_c$ just kan smältas.
- $s_{\max} = s_t + z_t =$ Maximal istjocklek som under frystiden $t = t_f$ skulle erhållas i nollgradigt vatten ($T_o = T_f$).
- $t_f = t_p - t_t =$ den frystid som behövs för att erhålla dimensionerande kyleffekt, t_p är pumpningstiden för en isbildningscykel, t_t är slangtömningstiden, ca 1 à 2 min.

4.1 Sommartillstånd

Under sommaren uttages värme ur lagret endast för varmvattenberedning eller förvärmning av varmvatten. Även om störttappningseffekten antages som dimensionerande så kan detta tillstånd inte vara dimensionerande för slanglängden. Större delen av störttappningseffekten kan lämnas av en härför dimensionerad varmvattenackumulator.

4.2 Vintertillstånd

Vintertillståndet skall här godtyckligt karakteriseras av att hybridlager-vattnet har nått fryspunkten.

Sättes $s = s_t$ så kan man med hjälp av ekv (26) - (28) beräkna dimensionerande slanglängd och frystid. Man får i detta extrema fall den minsta möjliga slanglängden pga maximalt k-värde.

4.3 Övergångstillstånd

För övergångstillståndet måste man betrakta två olika fall, beroende på om vid dimensioneringstidpunkten vattentemperaturen $T_o > T_c$ eller $T_o < T_c$. I denna betraktelse ges ingen hänsyn till vattnets inversionstemperatur (4°C) fast den har betydelse för egenkonvektionen.

4.3.1 Överkritisk temperatur

Fall 1: Vattentemperaturen är så hög vid dimensioneringstidpunkten att isbildning överhuvudtaget inte kan ske. Detta fall kan inträffa ifall man

förlägger en slang för begränsat värmeuttag i en mycket stor vattenreservoar (t ex djup insjö) vars lägsta temperatur håller sig alltid någon grad över fryspunkten. Om detta inträffar i ett artificiellt hybridvärmelager så är detta feldimensionerat. Den dimensionerande slanglängden beräknas med ekv (16) och (17). Man finner då att vid samma medeltemperaturdifferens som vid vintertillståndet blir den dimensionerande slanglängden längre än vid isbildning i nollgradigt vatten. Annorlunda uttryckt: k -värdet är mindre i varmt vatten utan isbildning än med isbildning i nollgradigt vatten.

Man får här det något paradoxala förhållandet att det för denna typ av värmelager är önskvärt att så fort som möjligt nå frystemperatur i vattnet för att få lägsta möjliga slanglängd och därmed den lägsta kostnaden för smältvärmeväxlaren (underförstått att detta inte innebär en suboptimering).

4.3.2 Underkritisk temperatur

Fall 2: Vattentemperaturen ligger under den för den tillåtna istjockleken beräknade kritiska temperaturen. I normala fall kan man utgå ifrån att det rör sig om någon tiondels grad. Med kännedom om lagrets geometri och värmeflöden in till lagret från omgivande mark kan denna temperatur tillnärmelsavis uppskattas som en medeltemperatur T_m för den vattenvolym som omsluter de bottenplacerade smältvärmeväxlarna.

I ekv (32) och (33) sättes $z = z_t$, $s_1 = s_t$, $s_2 = s_{max}$ och $T = T_m$ och z_t beräknas. Med detta värde insatt i ekv (32) erhålls frystiden t_f som insättes i ekv (27), med $s = s_t$, varvid slanglängden dimensioneras. Både den så beräknade frystiden och slanglängden är större än för vintertillståndet (nollgradigt vatten).

Det är emellertid viktigt att observera att den nu beräknade frystiden är den vid $T = T_m$ maximalt tillåtna. Överskrids den så överskrids också den tillåtna istjockleken. Underskrides den så erhålls inte tillräcklig effekt. Å andra sidan om vattentemperaturen något år blir lägre än det för slangdimensioneringen beräknade T_m så måste vid dimensioneringstillståndet frystiden reduceras. I annat fall blir $s > s_t$ dvs större än tillåtet.

4.4 Dimensionering vid kritisk temperatur

Som framgår av det som sagts ovan är det vanskligt att bestämma rätt dimensioneringstillfälle ifall inte beräkningen av T_m är tillräckligt säker. En acceptabel lösning torde dock vara att basera dimensioneringen på den kritiska temperaturen. Den härvid beräknade slanglängden är tillräckligt lång för att täcka varierande effektbehov.

Slanglängden har i Fig B1.4 plottats mot vattentemperaturen för olika logaritmiska medeltemperaturdifferenser och effekter med följande utgångsdata:

Slang: Spiraldiameter $S = 0,8$ m, $D_i = 0,03$ m, $D_y = 0,036$ m, $K_3 = 0,2$ W/mK, $s_t = 0,003$ m, $t_t = 0$

Brine: 40 % glykol-vattenblandning, massflöde $\dot{m} = 0,7$ kg/s

Skärningspunkterna mellan grafer för istäckt slang och isfri slang erhålls vid $T_o = T_c$. För istäckt slang kan längder för $T_o > T_c$ (den streckade delen) fysikaliskt inte förverkligas eftersom is inte kan bildas. För isfri slang är längder för $T_o < T_c$ (streckad graf) likaså fysikaliskt orealistiska eftersom i detta temperaturområde is bildas. Men den vid $T_o = T_c$ dimensionerade slanglängden synes därför vara ett optimum.

Eftersom även i detta fall den kortaste frystiden blir för lång då vattentemperaturen vid maximalt effektbehov sjunker under T_c , så är det säkrast att frystiden dimensioneras för $T_o = T_f = 0^\circ\text{C}$. Sedan kan man välja ett reglersystem som verkställer slangtömning antingen vid fastlagda tidsintervaller $t_p^a = t_f(T_f) + t_t < t_f(T_c) + t_t$ eller vid varierande, till vattentemperaturen anpassade intervaller:

$$t_p^b = t_f(T_m) + t_t \geq t_p^a$$

5. INVERKAN AV SMUTSSKIKT

Under sommartid får man räkna med att ett smutsskikt bildas bestående av påväxt och smuts. Smutsskiktet utgör ett värmemotstånd som man måste ta hänsyn till ifall en bottenförlagd slang dimensioneras och används för värmeuttag vid plus-grader året om i ett vattenlager eller i sjösediment (Jelbring 1981, Norrin et al 1980). Vid sådan tillämpning har smutsskiktets tjocklek dimensionerande inverkan på slanglängden.

För en smältvärmeväxlarlang av gummipolymer som mycket lätt släpper på ytan bildad och vid kontraktion krossad is är situationen annorlunda. Islossningen sker, beroende på dimensioneringen för övrigt, med 1 till 3 timmars intervall under flera månader. Det är därför rimligt att antaga att smutsskikt bindes till isen och på ett tidigt stadium helt avlägsnas. Smältvärmeväxlaren blir på detta sätt självrensande.

Värmeflöden mellan lager och omgivande mark

Underlag för denna bilaga har erhållits från B Efring, Institution för matematisk fysik, LTH.

För några modulgeometrier har bl a tvådimensionella värmeflöden från och till omgivande mark numeriskt beräknats för fem årscyklar med hjälp av en enkel matematisk modell. Värmeflöden har beräknats separat för modulbotten och modulsidorna. Modulens längd kan väljas godtyckligt. Totala värmeflödet för en vald geometri erhålls genom summering av värmeflöden genom botten och sidorna.

De numeriska beräkningarna tar inte hänsyn till hörn effekter och förhållanden i området 0-0,9 m under markytan. I dessa beräkningar föreskrivs väggtemperaturen som under isperioden är typiskt 0°C i ofrust vatten. Det antagandet att väggtemperaturen är entydigt given går inte att tillämpa på områden nära markytan med den enkla beräkningsmodellen som använts här. Går man med sina numeriska beräkningar för nära markytan så går värmeflöden mot oändlighet.

Att dessa 0,9 m inte kommer med i värmebilansen betyder, fysikaliskt sett, att kontaktytan mellan lager och mark är perfekt värmeisolerad. Ingen värme transporteras in eller ut.

I själva verket råder detta förhållande närmelsevis vintertid då isläggningen sker i lagret och tjälen tränger in i omgivande mark. Den laterala temperaturgradienten över begränsningsytan är förmodligen liten i det marknära skiktet. Temperaturledningsförmågan är av samma storleksordning för frusen mark och is.

När tjälen gått ur marken och isen börjat smälta ändras dock situationen. Temperaturledningsförmågan för vatten är nästan en storleksordning mindre än för diverse jordarter. Sålänge vattenrörelser är försumbara och is finns får man räkna med en lateral temperaturgradient in till lagret. Under sommaren, när all is är smält, kompenseras vattnets dåliga temperaturledningstal av insättande egenkonvektion och vindforcerad konvektion (s k entrainment).

I denna förstudie har inga försök gjorts att kvantitativt uppskatta laterala värmeströmmar i ytskiktet.

De numeriska beräkningarna har gjorts för hybridlagerplaceringar i följande material:

- a. mo, värmeledningstal 1,86 W/m K
 värmekapacitet $2,29 \times 10^6 \text{Ws/m}^3\text{K}$
- b. granit, värmeledningstal 3,5 W/m K
 värmekapacitet $2,16 \times 10^6 \text{Ws/m}^3\text{K}$
- c. mo över snabbbrörligt grundvatten på 5 m djup under markytan vars årsmedeltemperatur på detta djup i stockholmstrakten uppskattats till $6,6^\circ\text{C}$ med en sinusformad variation med amplituden 1°C . I förhållande till luftens max temperatur är fasförskjutningen ca 4 mån.

Beräkningarna har gjorts månad för månad för två olika långa isperioder med nollgradigt vatten under isen och två antagna max temperaturer sommartid i vatten. Det har antagits att lufttemperaturen den 15e dagen i månaden motsvarar månadens medeltemperatur. Vid simuleringsberäkningarna för hybridlagermodulen har aktuella dygnsvärmeflöden genom lagrets sidor och botten vid rådande hybridlagertemperatur beräknats genom linjär interpolation.

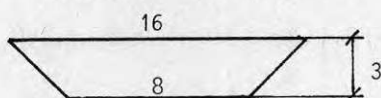
I de följande tabellerna återges värmeflöden för år 5 som vid de numeriska beräkningarna erhållits.

Tabell 1

Sort: kWh/m²

Värmevinst: negativa värden

Modul typ:



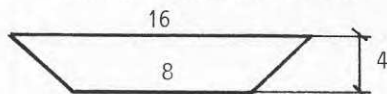
Material Isperiod	Månad	Max.temp 15°C		Max temp 25°C	
		Botten	Sida	Botten	Sida
Mo 15.12-30.4	11	-6.42	-6.29	-10.2	-9.20
	12	-4.74	-4.83	-7.39	-6.95
	1	-2.90	-3.07	-4.32	-4.15
	2	-2.25	-2.38	-3.25	-3.11
	3	-1.89	-1.95	-2.66	-2.51
	4	-1.67	-1.67	-2.28	-2.11
	5	-1.50	-1.62	-2.02	-1.99
	6	0.71	0.17	1.66	1.17
	7	6.76	5.78	11.7	10.7
	8	7.40	6.51	12.8	12.1
	9	4.40	3.85	7.81	7.81
	10	-0.82	-0.95	-0.88	-0.21

Tabell 2

Sort: kWh/m².

Värmevinst: negativa värden

Modul typ:



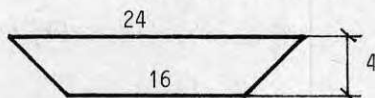
Material Isperiod	Månad	Max.temp 15°C		Max temp 25°C	
		Botten	Sida	Botten	Sida
<u>Mo</u> 15.11-30.5	11	-6.44	-7.17	-10.1	-10.5
	12	-4.88	-5.50	-7.49	-7.94
	1	-2.42	-3.50	-4.45	-4.74
	2	-2.42	-2.71	-3.39	-3.56
	3	-2.07	-2.23	-2.81	-2.87
	4	-1.84	-1.91	-2.44	-2.42
	5	-1.68	-1.82	-2.18	-2.24
	6	0.55	0.29	1.53	1.43
	7	6.74	6.69	11.8	12.3
	8	7.51	7.50	13.1	13.9
<u>Granit</u> 15.11-30.5	9	4.57	4.43	8.22	8.85
	10	-0.70	-1.08	-0.55	-0.34
	11	-8.69	-9.88	-13.4	-14.0
	12	-6.74	-7.89	-10.1	-11.1
	1	-4.33	-5.12	-6.10	-6.74
	2	-3.48	-3.98	-4.70	-5.08
	3	-2.00	-3.25	-3.93	-4.08
	4	-2.68	-2.78	-3.42	-3.45
	5	-2.45	-2.78	-3.06	-3.33
	6	-0.55	-0.20	1.92	1.38
7	8.95	8.67	15.9	16.6	
8	10.1	10.1	17.9	19.4	
9	6.21	6.14	11.4	13.0	
10	-0.88	-1.34	-0.39	-0.44	

Tabell 3

Sort: kWh/m².

Värmevinst: negativa värden

Modulotyp:



Material Isperiod	Månad	Max.temp 15°C		Max temp 25°C	
		Botten	Sida	Botten	Sida
Mo 15.10-30.4	11	-2.91	-3.13	-4.34	-3.82
	12	-6.33	-6.81	-10.0	-10.1
	1	-4.63	-5.12	-7.21	-7.44
	2	-3.05	-3.41	-4.58	-4.73
	3	-2.44	-2.68	-3.56	-3.63
	4	-2.08	-2.25	-2.97	-2.99
	5	-0.30	-0.42	-0.04	-0.07
	6	4.55	4.65	8.07	8.70
	7	6.17	6.38	10.8	11.8
	8	5.78	5.99	10.1	11.3
Mo 15.11-30.5	9	3.79	3.90	6.79	7.99
	10	0.69	0.68	1.62	2.60
	11	-6.42	-7.16	-10.2	-10.5
	12	-4.75	-5.51	-7.41	-7.95
	1	-2.91	-3.50	-4.34	-4.75
	2	-2.26	-2.72	-3.27	-3.57
	3	-1.91	-2.23	-2.68	-2.88
	4	-1.68	-1.91	-2.31	-2.43
	5	-1.52	-1.82	-2.04	-2.25
	6	-0.70	0.28	1.65	1.41
7	6.78	6.68	11.8	12.3	
8	7.43	7.51	12.9	13.9	
9	4.43	4.44	7.87	8.88	
10	-0.79	-1.06	-0.84	-0.30	

Tabell 4

Sort: kWh/m².

Värmevinst: negativa värden

Modulotyp: motsv tabell 3

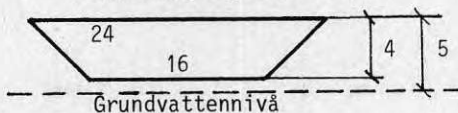
Material Isperiod	Månad	Max.temp 15°C		Max temp 25°C	
		Botten	Sida	Botten	Sida
<u>Granit</u> 15.12-30.4	11	-3.85	-4.08	-5.54	-4.33
	12	-8.47	-9.27	-13.2	-13.4
	1	-6.25	-7.23	-9.55	-10.3
	2	-4.16	-4.88	-6.07	-6.59
	3	-3.34	-3.83	-4.73	-5.07
	4	-2.87	-3.21	-3.95	-4.17
	5	-0.48	-0.87	0.02	-0.15
	6	6.04	6.06	10.9	11.8
	7	8.26	8.60	14.6	16.5
	8	7.76	8.21	13.7	16.2
<u>Granit</u> 15.11-30.5	9	5.12	5.49	9.35	11.9
	10	0.98	1.17	2.45	4.62
	11	-8.61	-9.86	-13.5	-14.0
	12	-6.45	-7.89	-9.91	-11.1
	1	-4.00	-5.12	-5.84	-6.77
	2	-3.15	-3.97	-4.43	-5.12
	3	-2.68	-3.24	-3.66	-4.11
	4	-2.37	-2.77	-3.15	-3.47
	5	-2.14	-2.78	-2.80	-3.36
	6	0.82	-0.21	2.14	1.34
7	8.99	8.67	15.7	16.6	
8	9.92	10.1	17.3	19.4	
9	5.94	6.17	10.7	13.0	
10	-1.05	-1.30	-0.95	0.49	

Tabell 5

Sort: kWh/m².

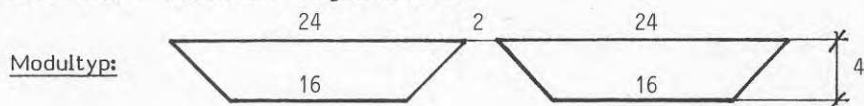
Värmevinst: negativa värden

Modul typ:



Material Isperiod	Månad	Max.temp 15°C		Max temp 25°C	
		Botten	Sida	Botten	Sida
<u>Mo</u> (Grundvatten) 15.12-30.4	11	-0.53	-0.43	3.54	-2.18
	12	-5.94	-7.44	-5.45	-6.30
	1	-6.66	-6.01	-6.77	-5.34
	2	-6.13	-4.31	-6.13	-4.19
	3	-5.68	-3.74	-5.68	-3.70
	4	-5.27	-3.36	-5.27	-3.35
	5	-3.45	-0.49	-2.41	-1.59
	6	2.27	3.26	7.10	3.57
	7	6.03	12.2	13.5	5.81
	8	7.68	13.0	16.5	6.09
	9	6.96	10.8	15.6	4.59
	10	4.04	6.02	11.0	1.68

Tabell 6

Sort: kWh/m² Värmevinst: negativa värden

Material Isperiod	Månad	Max.temp 15 ^o C		Max temp 25 ^o C	
		Botten	Sida	Botten	Sida
<u>Mo</u> 15.12-30.4	11	-3.83	-4.62	-5.80	-6.80
	12	-8.47	-9.56	-13.5	-15.3
	1	-6.25	-7.01	-9.85	-11.1
	2	-4.14	-4.30	-6.34	-6.67
	3	-3.30	-3.18	-4.95	-4.87
	4	-2.81	-2.59	-4.14	-3.89
	5	-0.40	-0.18	-0.14	0.26
	6	6.13	6.82	10.7	12.2
	7	8.35	9.11	14.4	16.2
	8	7.85	8.32	13.6	15.0
<u>Granit</u>	9	5.19	5.24	9.18	8.99
	10	1.02	0.66	2.23	2.11
	11	-2.88	-3.27	-4.42	-4.82
	12	-6.31	-6.95	-10.1	-11.1
	1	-4.62	-5.15	-7.32	-8.16
	2	-3.04	-3.30	-4.69	-5.14
	3	-2.42	-2.50	-3.67	-3.85
	4	-2.06	-2.03	-3.07	-3.10
	5	-0.27	-0.17	-0.10	0.06
	6	4.58	4.97	7.99	8.77
7	6.20	6.70	10.7	11.8	
8	5.81	6.20	10.0	11.1	
9	3.82	3.99	6.71	7.39	
10	0.72	0.63	1.54	1.73	

Värme- och köldfaktorer

1. Uppskattning av värme- och köldfaktorer

1.1 Beteckningar

- VF Värmefaktor
 KF Köldfaktor
 P_K Kondensoreffekt (kW)
 P_A Axeffekt (kW)
 $P_{\bar{A}}$ Återvinningseffekt (kW)
 P_F Förlusteffekt (kW)
 e_M Motorverkningsgrad (inkluderar motorvärmeförluster)
 f Förlustandel i EVP (inkluderar transformator-, distributions- och motor/kompressorvärmeförluster), $f = VF_{EVP} \times P_F/P_A = 0,10 - 0,15$ (Glas, 19..)
 e_p Dieselmotorns ekvivalenta "pannverkningsgrad", $e_p = 0,80 - 0,85$
 e_G Generatorns ekvivalenta "pannverkningsgrad", $e_G = 0,80 - 0,85$
 e_i Inducerad verkningsgrad (inkluderar alla irreversibiliteter i AVP), $e_i = 0,50-0,70$
 T^* Termodynamisk temperatur (K), indices: G = generator, V = värme-
 källa, N = nyttovärme, B = brine, F = framledning, R = returledning

1.2 DVP-värmefaktor

Omräkning av EVP-värmefaktor till en ekvivalent DVP-värmefaktor görs med ekv (1)-(4).

$$VF_{EVP} = \frac{P_K}{P_A + P_F} \quad (1)$$

$$= P_K/P_A - f \quad (2)$$

$$VF_{DVP} = (P_K + P_{\bar{A}}) \times e_M/P_A \quad (3)$$

P_A/e_M är primärenergieffekten

$$P_{\bar{A}} = (e_p - e_M) \times P_A/e_M \quad (4)$$

Efter insättning av (2) och (4) i (3) erhålls det sökta sambandet:

$$VF_{DVP} = e_M \times (VF_{EVP} - 1 + f) + e_p \quad (5)$$

Köldfaktorn uppskattas:

$$KF_{EVP} = VF_{EVP} - 1 + f \quad (6)$$

$$KF_{DVP} = VF_{DVP} - e_f \quad (7)$$

1.3 AVP-värmefaktor

En praktiskt användbar värmefaktor beräknas av uttrycket

$$VF_{AVP} = e_G \times e_i \times \frac{T^*_G - T_v}{T^*_G} \times \frac{T^*_N}{T^*_N - T^*_v} \quad (1)$$

$$T^*_G = (T_{Gin} - T_{Gut}) / (\ln T_{Gin} - \ln T_{Gut}) \quad (2)$$

$$T^*_V = (T_{Bin} - T_{Bout}) / (\ln T_{Bin} - \ln T_{Bout}) \quad (3)$$

$$T^*_N = (T_F - T_R) / (\ln T_F - \ln T_R) \quad (4)$$

Temperaturfallet över generatoren antages $T_{Gin} - T_{Gut} = 20^\circ\text{C}$

$$\text{Köldfaktorn är } KF_{AVP} = VF_{AVP} - e_G \quad (5)$$

Figurbilaga

STANDARD HYBRIDLAGEPMODUL

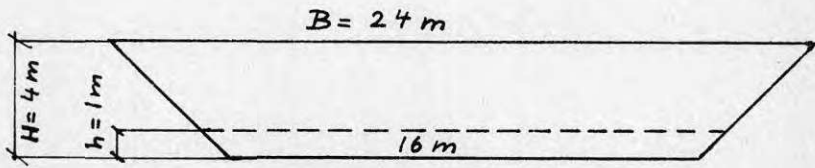


Fig 2.1

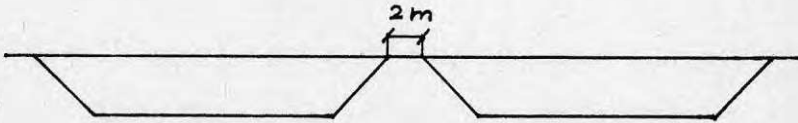


Fig 2.2

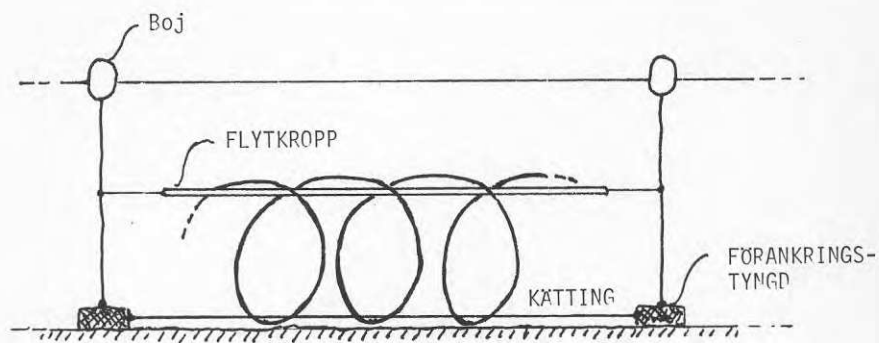


Fig 3.1

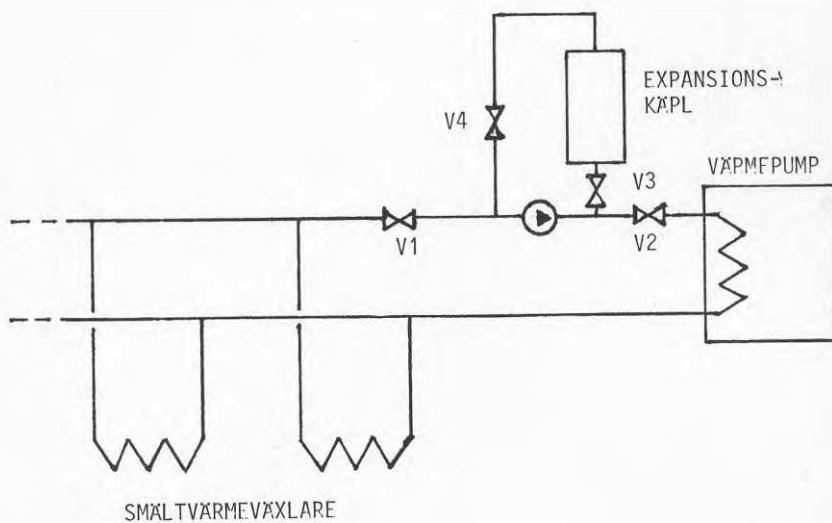


Fig 4.1

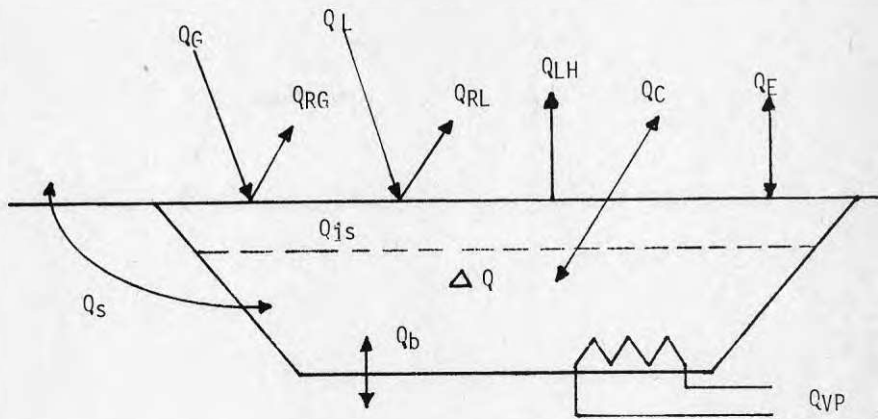
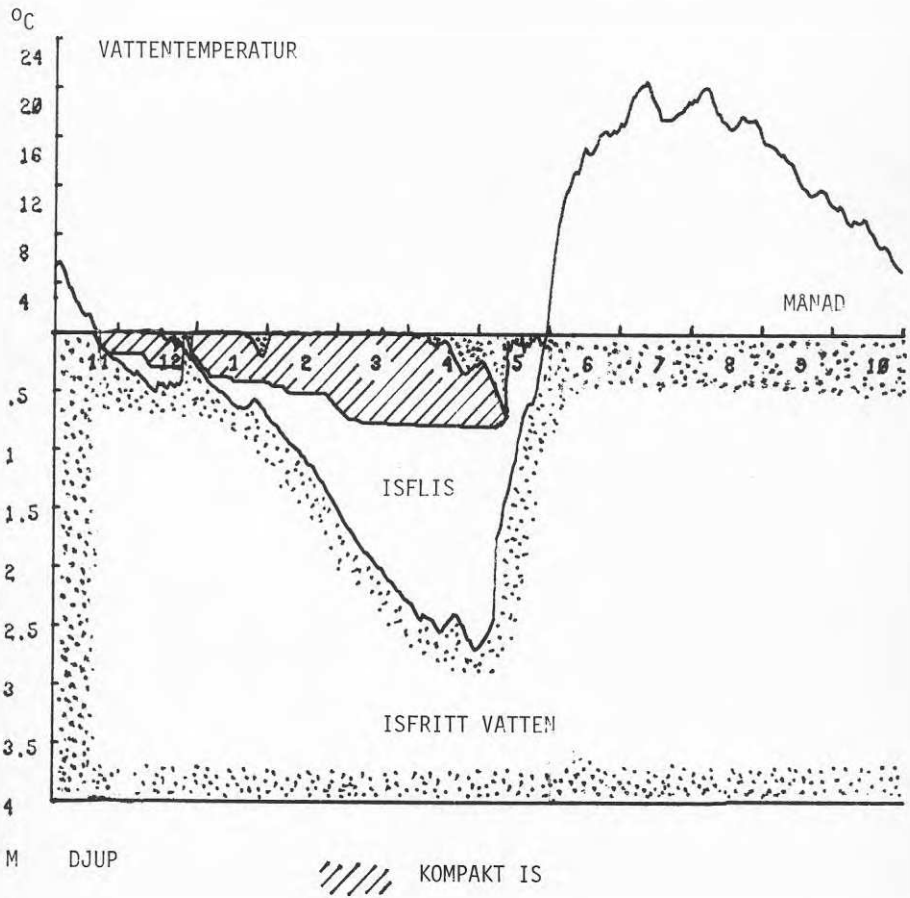


Fig 5.1

- Q_G = global strålningsenergi
 Q_{GR} = reflekterad global strålning
 Q_L = långvägig strålning från atmosfären
 Q_{LH} = Långvägig strålning från hybridlagarsystem
 Q_E = värmeförluster och -vinster genom avdunstning, resp kondensering
 Q_c = värmeutbyte över is/vattenytan genom konduktion och konvektion
 Q_{is} = latentvärme vid frysning, resp smältning
 Q_b = värmeutbyte genom botten
 Q_s = värmeutbyte genom sidan
 Q_{VP} = värmeuttag
 ΔQ = ändring av vattenmassans värmeenergi per ytenhet



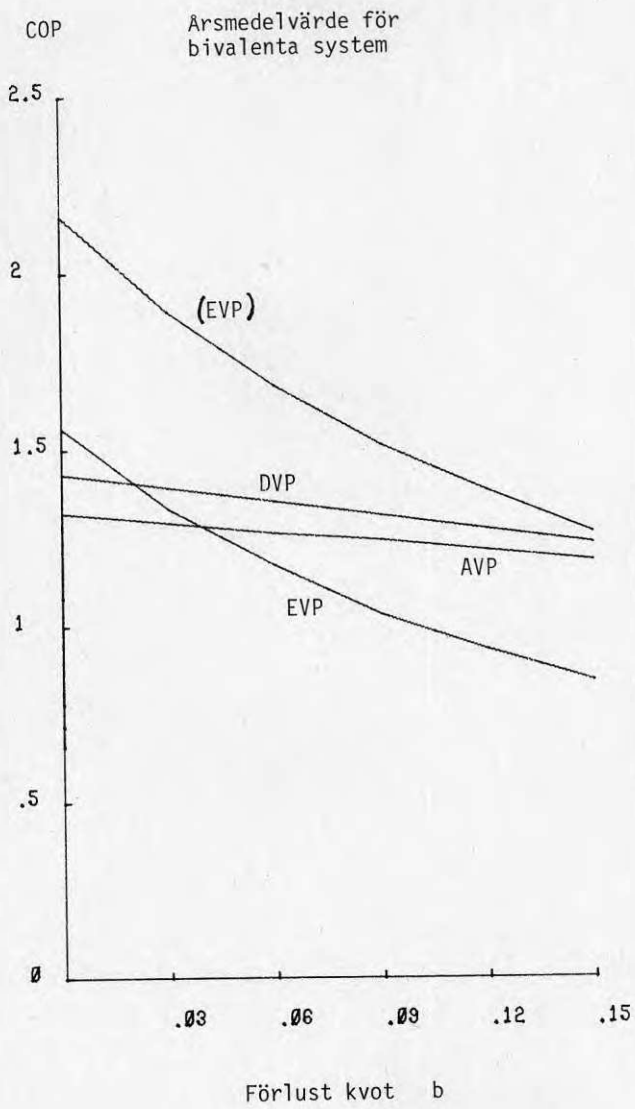


Fig 5.3

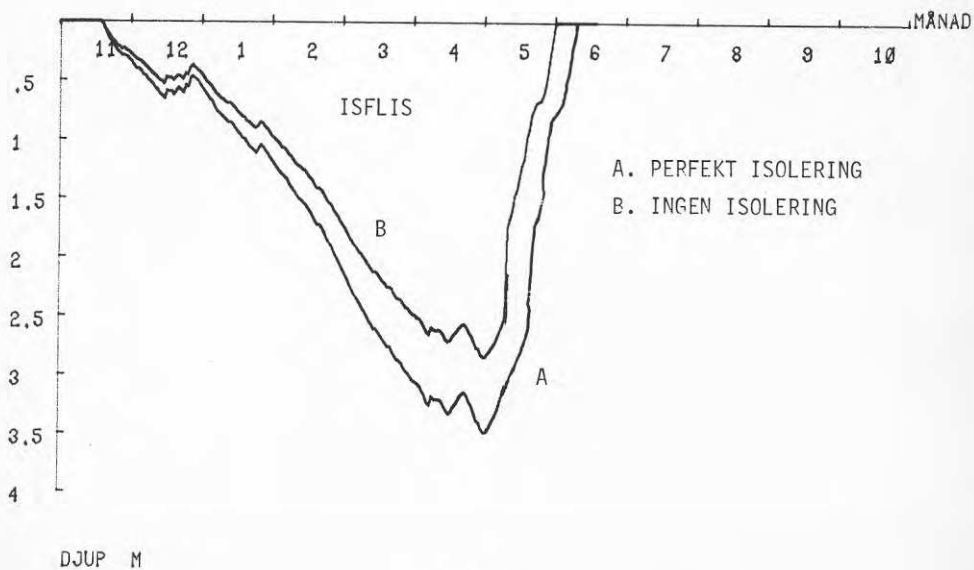


Fig 5.4

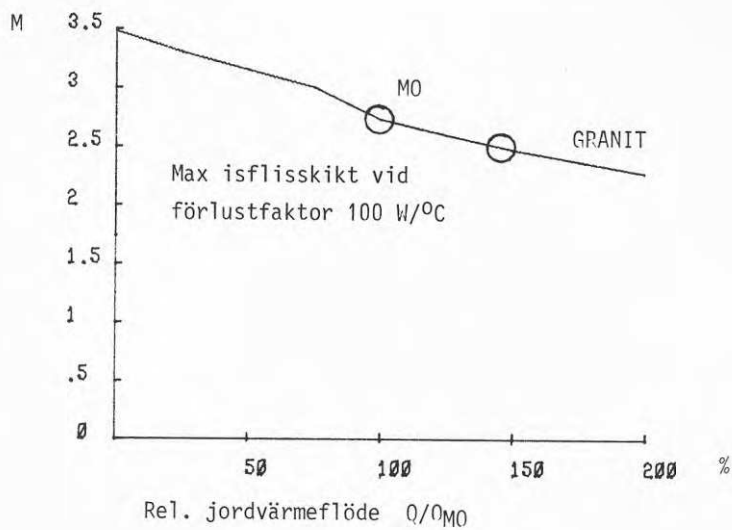


Fig 5.5

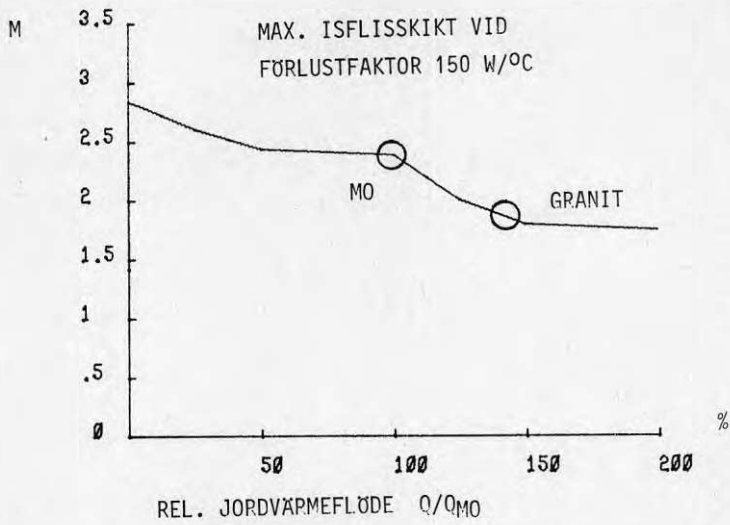


Fig 5.6

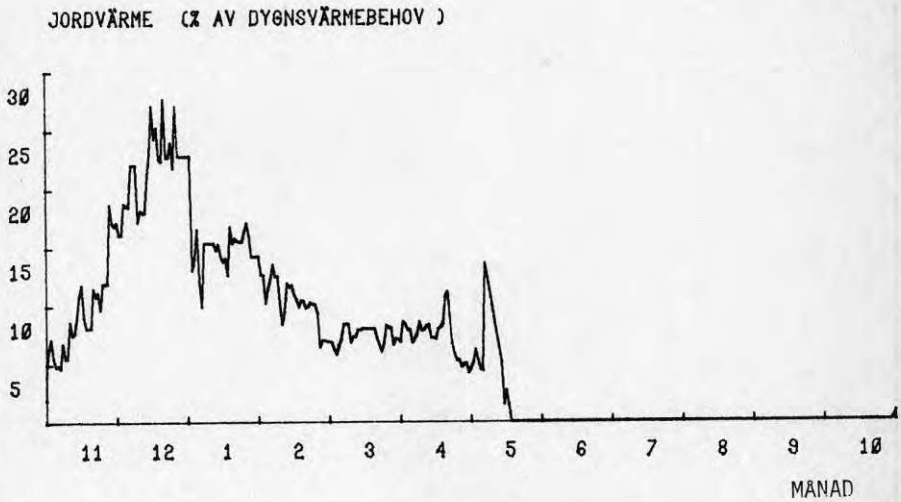


Fig 5.7

STANDARDMODUL (SM) MED GRANNMODULER (GM)

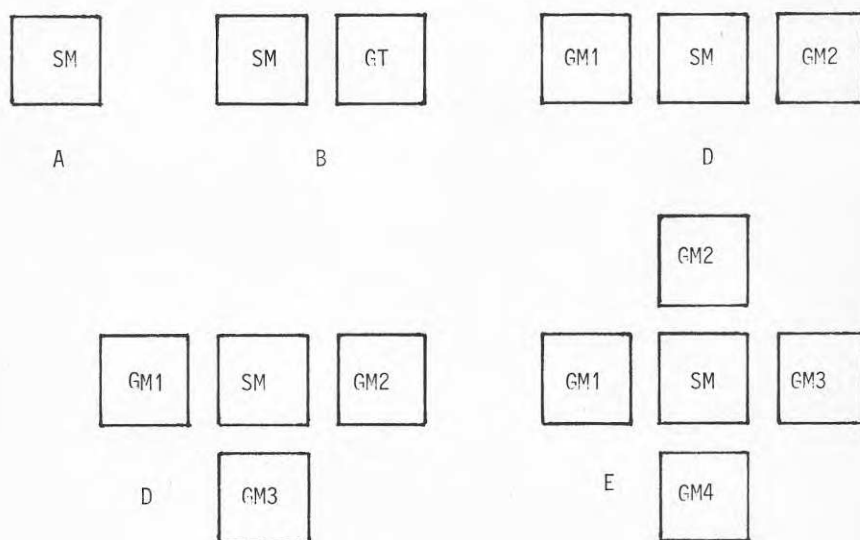


Fig. 5.8

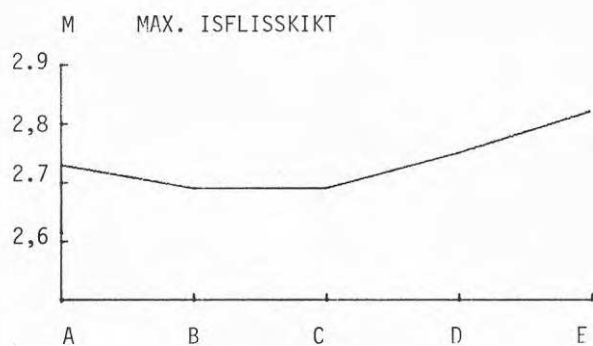


Fig 5.9

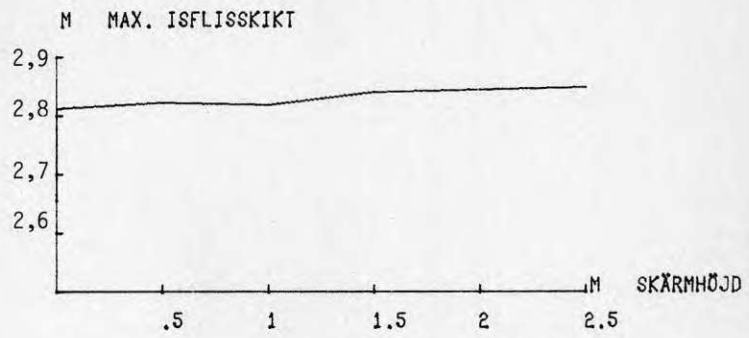


Fig 5.10

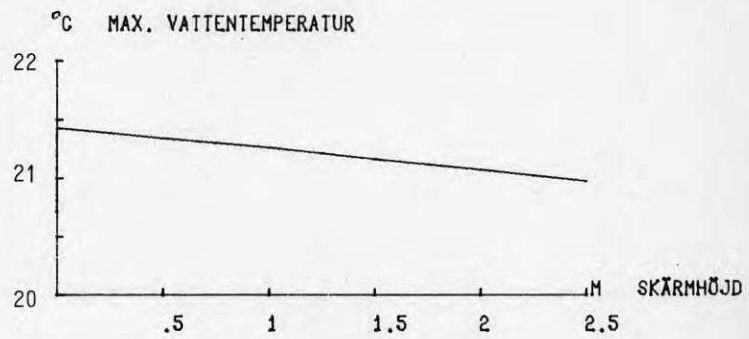


Fig 5.11

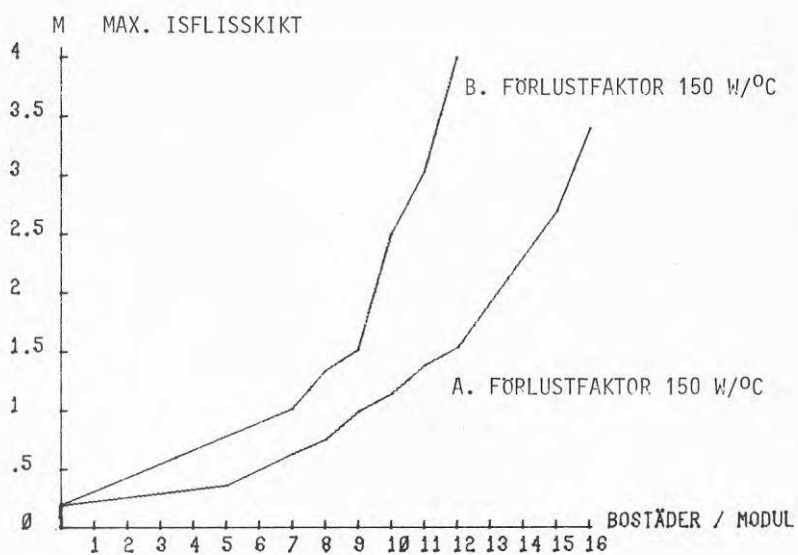


Fig 5.12

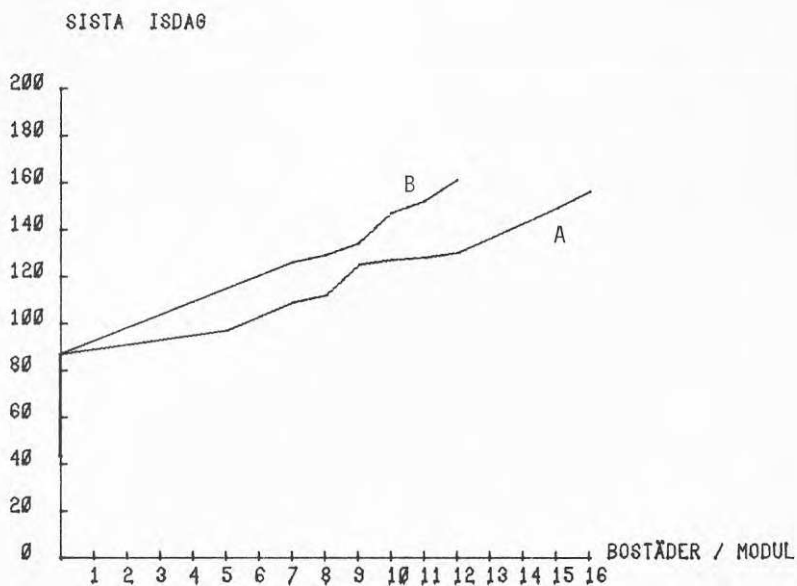


Fig 5.13

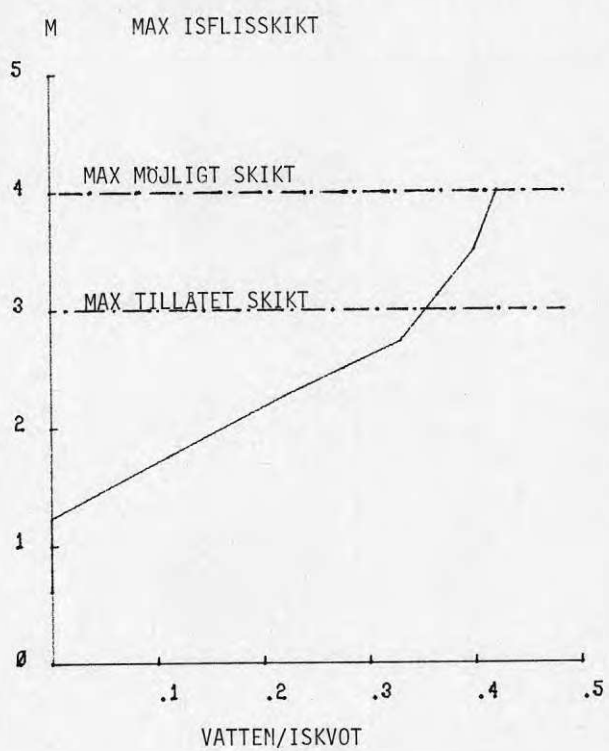


Fig 5.14

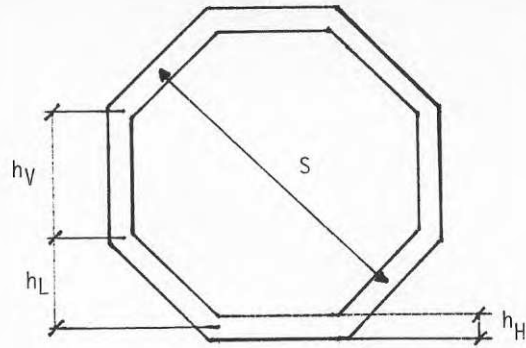


Fig B1.1

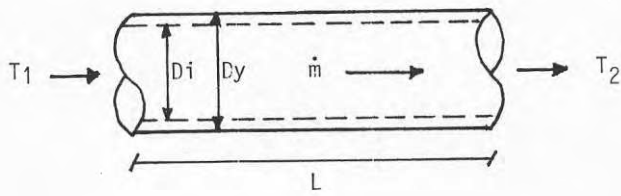


Fig B1.2

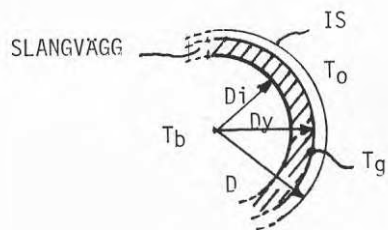


Fig B1.3

SLANGLÄNÖD M

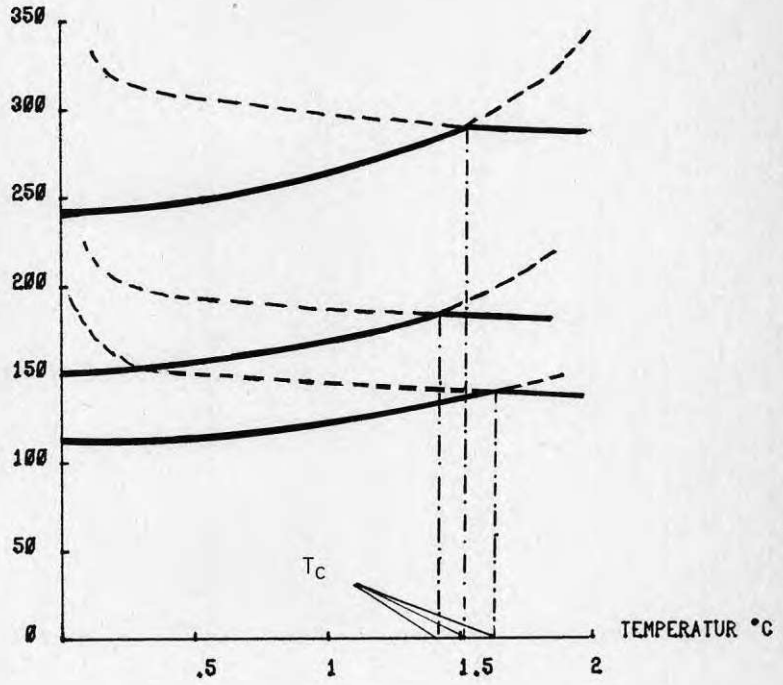


Fig B1.4

LITTERATUR

- Abrahamsson, T, Jonsson, S, Lagerkvist, KO, 1981, Värme ur sol och luft med lagring i vatten och is. Rapport T25: 1981 (Statens råd för byggnadsforskning)
- Bengtsson, L, 1975, Kompendium "Recipienthydraulik", Serie C, Nr 1, 1975 (Högskolan i Luleå, Avdelningen för Vattenteknik), kap 4
- BFR-seminarium 1979, Tätning och isolering av behållare för säsongslagring av solvärme i vatten. Rapport G36:1980 (Statens råd för byggnadsforskning)
- Bäckström, M, 1970, Kylteknikern, Almquist & Wiksells Boktryckeri AB, Uppsala 1970, kap 10
- Carslaw, HS, Jaeger, JC, Conduction of Heat in Solids, 1059, 2:nd Edition, ISBN 0-19-853303-9, Oxford University Press, S.296
- Collin, M, 1979, Internrapport, Avdelning för teknisk innovation, Teknoterm, Malmö
- Eckert, ERG, Drage, RM, Kr, 1972, Analysis of Heat and Mass Transfer, McGraw-Hill, Inc., S.222-236
- Fisher, HC, 1977, Thermal Storage Applications of the Ice Maker Heat Pump, ASHRAE Trans. 1977, vol 83 nr 1, S 698-709, New York
- Gabrielsson, E, Ludvigson, B, Dalenbäck, JO, 1981, Solvärmecentraler i Studsvik, Lambohov och Ingelstad. Rapport R53:1981 (Statens råd för byggnadsforskning)
- Glas, LO, 1978, Värmepumpboken, ISBN 91-7284-078-1, Ingenjörsläroverket, Stockholm, S.141
- Green, CM, 1954, GB patentskrift 750576, Improvements in methods of making Ice and Apparatus therefore.
- Hansen, P N, 1979, Seasonal Heat Storage in Hot Water Stores, presented at the International Conference on Numerical Methods in Thermal Problems, July 2:nd - 6th, 1979, Swansea (Thermal Insulation Lab. Techn. Univ. of Denmark, Lyngby)

Hausen, H, 1976, Wärmeübertragung im Gegenstrom, Gleichstrom und Kreuzstrom, ISBN 0-387-07552-6, 2. Auflage, Springer-Verlag Berlin, 1976, S.25-27

Hobbs, PV, 1974, Ice Physics, ISBN 0-19-851936-2, Oxford University Press, 1974, kap. 3 och 5.

Hultmark, G, 1980, Sunclay-Projektet. Rapport R 38:1980 (Statens råd för byggnadsforskning)

Häggkvist, K, 1978, Utnyttjande av låggradig värmeenergi i sjöar. Förstudie. Forskningsrapport TULEA 1978:17, Högsolan i Luleå

Jansson, I, 1978, "Lågtemperaturuppvärmning", VVS Special 1:1978, Problem vid effektöverföring, s.53.

Jelbring, H, 1981, Prov med värmepump och sjöförlagd värmeväxlare vid Kungliga slottet, Rapport R43:1981 (Statens råd för byggnadsforskning)

Jönsson, A, 1980, Värmepumpsystem med kemisk energilagring. Förstudie. Rapport R145:1980 (Statens råd för byggnadsforskning)

Kreith, F, Kreider, JF, 1978, Principles of Solar Engineering, McGraw-Hill Book Company. ISBN 0-07-035476-6, Washington/London, s. 169-179, s. 509-511, s. 698-704

Morgan, P, 1981, Seasonal thermal storage, Document D4:1981 (Swedish Council for Building Research)

Morawetz, E, 1979 a, Hybrid-säsonglager för solvärme, VVS, Tidskrift för energi- och VVS-teknik, 1979, nr 6, s. 65, Stockholm

Morawetz, E, 1979 b, Sol som Värmekälla i värmepumpsystem, i b i d u m, 1979, nr 12, s. 57

Morawetz, E, 1979 c, Programstudie av vatten-is-jord-hybridlager för säsonglagring av solvärme (Statens råd för byggnadsforskning)

- Morawetz, E, 1979 d, Patentansökan, Sätt vid smältvärmeväxling, nr 7908176-6
- Nagendra, HR, Tirunarayanan, MA, Ramachandra, A, 1969, Chem. Engng. Sci. vol. 24, s 1491
- Norin, F, Strååt, H, Tarkowski, 1980, W, Sjöförlagd värmeväxlare, Förstudie. Rapport R96:1980 (Statens råd för byggnadsforskning)
- Perry, RH, Chilton, CH, 1953, Chemical Engineers Handbook, 5th Edition, McGraw-Hill Book Company, ISBN 0-07-049478-9, 1953, kap 10, s. 14-15
- Persson, SE, 1981, Värmepump med ismaskin för 43 lägenheter i Sälen. Förstudie. Rapport R49:1981 (Statens råd för byggnadsforskning)
- Platell, O, 1981, Sunstore. Lageranalyser. (Seminarium "Värmelagring i mark (Rörssystem)", Institutionen för matematisk fysik, LTH)
- SMHI, 1972, Månadsöversikt över väderlek och vattentillgång i Sverige. Årsbok Band 53 (1971) Del 1. Stockholm 1972
- Solomon, A, D, 1979, Meltime and heat flux for a simple PCM body, Solar Energy, vol 22, nr 3, 1979, S. 251-257
- Solvärmeforskning, 1981, En utvärdering av statens insatser, DFE Rapport Nr 44, Delegationen för Energiforskning, s. 125-126, s. 303-312
- VDI-Berichte 427, 1981, Absorptions-Wärmepumpen, Theorie und Praxis. Tagung Aachen 1981. VDI-Verlag GmbH, s. 15-22

**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag
790516-1 från Statens råd för byggnadsforskning
till BEMO Projektservice, Staffanstorp.**

Art.nr: 6700607

**Abonnemangsgrupp:
W. Installationer**

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

Cirkapris: 30 kr exkl moms

R107: 1982

ISBN 91-540-3792-1

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm