



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

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



Värmepump för utvinning av havsvattenvärme

Förstudie beträffande
havsvattenvärmeväxlare

INSTITUTET FÖR BYGGDOCUMENTATION	
Accnr	80-2332
Plac	Ser

Anders Lindahl
Börje Stenström
Staffan Öst

K
FHL

R123:1980

VÄRMEPUMP FÖR UTVINNING AV HAVSVATTENVÄRME
Förstudie beträffande havsvattenvärmeväxlare

Anders Lindahl
Börje Stenström
Staffan Öst

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 790029-7
från Statens råd för byggnadsforskning till Salén
Technologies AB, Stockholm.

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

R123:1980

ISBN 91-540-3337-3

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

LiberTryck Stockholm 1980 056671

INNEHÅLL

1	SAMMANFATTNING SLUTLEDNING OCH FÖRSLAG	1
2	FÖRUTSÄTTNINGAR	12
2.1	Processen	12
2.2	Förångare och värmeväxlare	18
3	ÖVERSIKT ÖVER TYPER AV VÄRMEVÄXLARE	19
3.1	Rekuperativa värmeväxlare	19
3.1.1	Tubvärmeväxlare	19
3.1.2	Plattvärmeväxlare	20
3.2	Regnerativa värmeväxlare	22
3.3	Direktkontaktvärmeväxlare	22
4	VÄRMEVÄXLARE LÄMPADE FÖR HAVSVATTENBRUK	23
4.1	Specifika krav och begränsningar	23
4.1.1	Kostnad	23
4.1.2	Korrosion	24
4.1.3	Igensättning, beväxning	24
4.1.4	Risk för ispåfrysning	25
4.1.5	Hanterbarhet vid installation och service	25
4.1.6	Återkommande servicebehov	25
4.2	Tubvärmeväxlare, konventionell typ	26
4.3	Rörvärmeväxlare	27
4.3.1	Enkelt rör	28
4.3.2	Dubbelväggig rörvärmeväxlare	29
4.4	Plattvärmeväxlare	29
4.5	System utan värmebärare	31
5	KORROSIONS- OCH BEVÄXNINGSPROBLEM	32
5.1	Korrosion	32
5.1.1	Allmänt	32
5.1.2	Korrosionsangrepp	33
5.1.3	Skyddsåtgärder med korrosion	34
5.2	Påväxt	35
5.2.1	Allmänt	35
5.2.2	Utveckling av påväxt	37
5.2.3	Påväxt i kylsystem	37
5.3	Korrosion i samband med påväxt	39
5.3.1	Allmänt	39
5.3.2	Korrosion vid påväxt	39
5.3.3	Korrosion vid påväxt i kylsystem	40
5.3.4	Åtgärder mot påväxt	41
5.3.5	Risk för påväxt	42
5.4	Konstruktion och materialval	43
5.4.1	Plattvärmeväxlare	43
5.4.2	Tubvärmeväxlare	44

5.5	Erfarenhet med marina värmeväxlare	47
5.6	Korrosion - påväxt - materialval, sammanfattning .	49
5.6.1	Plattvärmeväxlare	49
5.6.2	Tubvärmeväxlare	49
5.6.3	Rörvärmeväxlare (tub)	49
5.6.4	Rörvärmeväxlare (slang)	50
6	JÄMFÖRELSE MELLAN OLIKA VÄRMEVÄXLARTYPER	51
6.1	Värmeövergång i värmeväxlare - kort sammanfattning	51
6.2	Jämförelse mellan olika arrangemang	55
6.2.1	Plattvärmeväxlare	55
6.2.2	Tubvärmeväxlare	57
6.2.3	Rör (slang) - värmeväxlare i havet	57
6.2.4	Rör (tub) - värmeväxlare i havet	60
6.2.5	Förångare direktvärmd av havsvattnet	62
6.2.6	Värmeväxlare vid små temperaturdifferenser	66
6.2.7	Värmeväxlare med ispåfrysning	69
6.3	Kommentarer	72
	REFERENSER	75
	Bilaga 1: Dimensionering och kostnadsuppskattning	76

FÖRORD

Föreliggande förstudie avseende värmväxlare för havsvattenvärmeutvinning i värmepumpanläggningar i storleksklassen 1 - 10 MW är utförd inom BFR projekt nr 790029-7. I förstudien definieras och bedöms rimliga arrangemang av värmväxlare avsedda att arbeta med havsvatten vid låga temperaturer. Kostnaderna för olika alternativ har uppskattats liksom praktiska drift-, påväxt- och korrosionsproblem. I avsnitt 5 har också deltagit civ.ing. Anders Lindahl, Marine Agencies and Services AB och i bilaga 1 civ. ing. Staffan Öst, L-E Bengtsson Ing. Byrå AB.

SALTECH RAPPORT Nr 478/79
Rapportdatum 1979-11-21

SALÉN TECHNOLOGIES AB
B Stenström
Civ.ing.

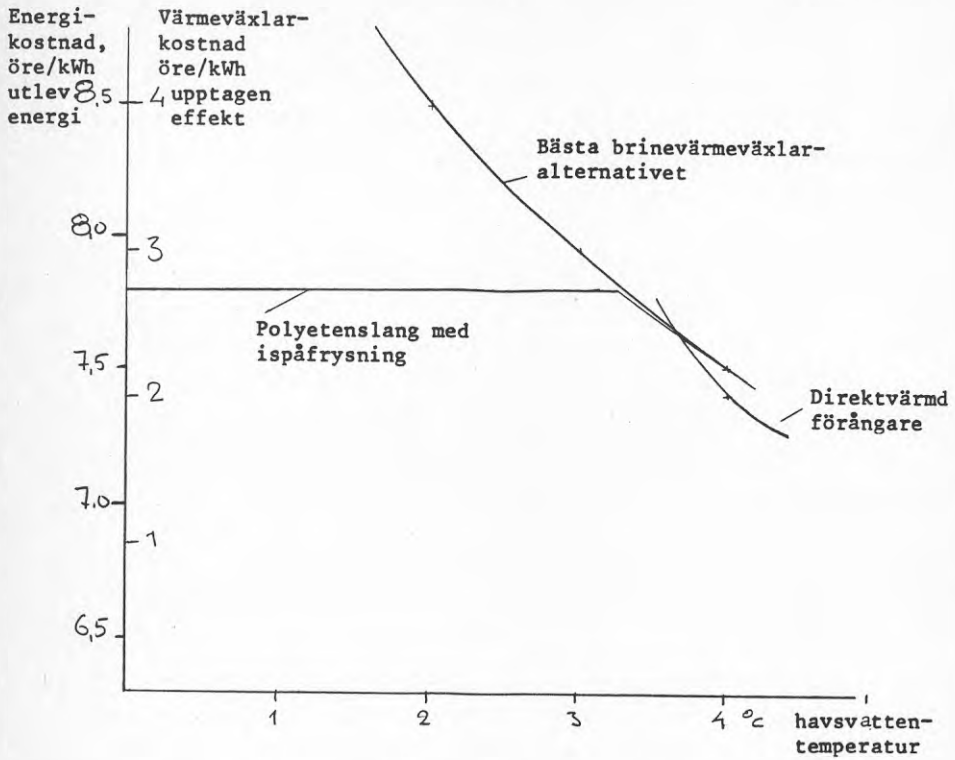
1. SAMMANFATTNING, SLUTLEDNING OCH FÖRSLAG

Föreliggande förstudie avseende havsförlagda värmeväxlare för utvinning av havsvattenvärme genom värmepumpprocesser syftar till att belysa rimligheten i sådana system i storleksordningen 1 - 10 MW och speciellt belysa väsentliga frågor rörande värmeväxlaren såsom utformning, dimensionering, installations-, korrosions-, påväxt- och driftfrågor och kostnad.

Avsnitt 2,3 och 4 i studien definierar förutsättningarna, tillgänglig teknik och allmänna synpunkter på havsförlagda värmeväxlare. Avsnitt 5 omfattar en på litteraturstudier och på driftstatistik baserad bedömning av korrosions- och påväxtproblematiken. Avsnitt 6 omfattar bedömning och jämförelse av olika värmeväxlaralternativ, baserad på dimensionerings- och kostnadsberäkningar som redovisas i bilaga 1.

De tre huvudkonfigurationer som värderas i studien är värmeväxlare med värmebärarsystem vid vattentemperaturer kring $+4^{\circ}\text{C}$, direktvärmd förångare vid samma temperatur och värmeväxlare med ispåfrysning vid lägre temperatur. De tre alternativens inbördes relativa kostnad- och temperaturberoende illustreras i figur 1.1. Kostnaden per producerad kWh har därvid schablonmässigt beräknats för komplett värmepumpanläggning eftersom värmeväxlarkostnaden i sig själv ej är den enda utslagsgivande faktorn. I övriga delar av studien har dock värmeväxlarkostnaden beräknats separat och uttryckts både som kostnad per ur havet upptagen kWh och som kostnad per ur komplett system utlevererad kWh.

Inom avsnittet värmeväxlare med värmebärarsystem för vatten kring $+4^{\circ}\text{C}$ har alternativa arrangemang studerats, baserat både på konventionella landuppställda värmeväxlare och sådana placerade i havet. De grundkonfigurationer som därvid beaktats illustreras av figurerna 1.2 - 1.5. Alternativen direktvärmd förångare och värmeväxlare med ispåfrysning har beaktats med utgångspunkt från den bredare studien och därur inriktats på sina rimligaste lösningar. För direktvärmd förångare är dessa lösningar landuppställd apparat av tub- eller plattutförande medan för värme-



Kostnad för olika värmväxlaralternativ som funktion av havsvattentemperaturen

fig 1.1

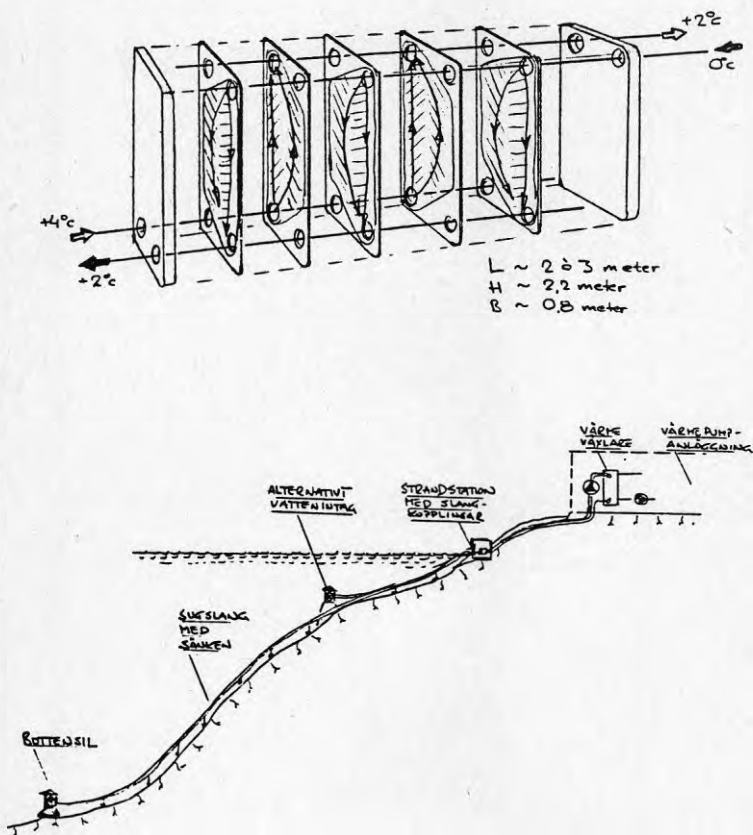


Fig 1.2

Landuppställd plattvärmväxlare.

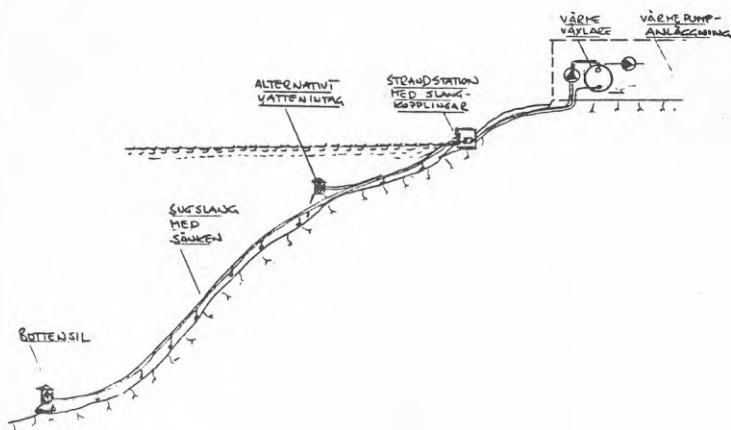
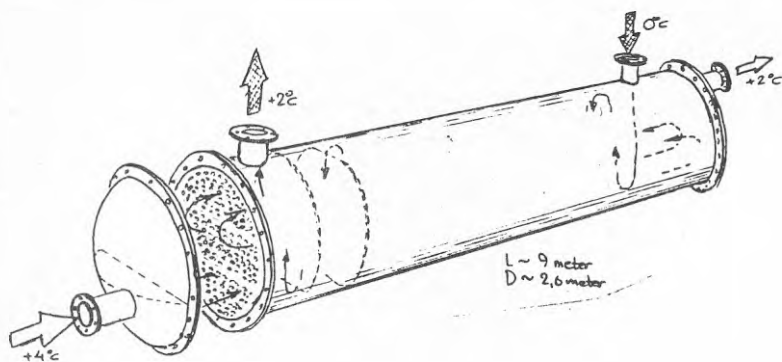


Fig 1.3 Landuppställd tubvärmeväxlare.

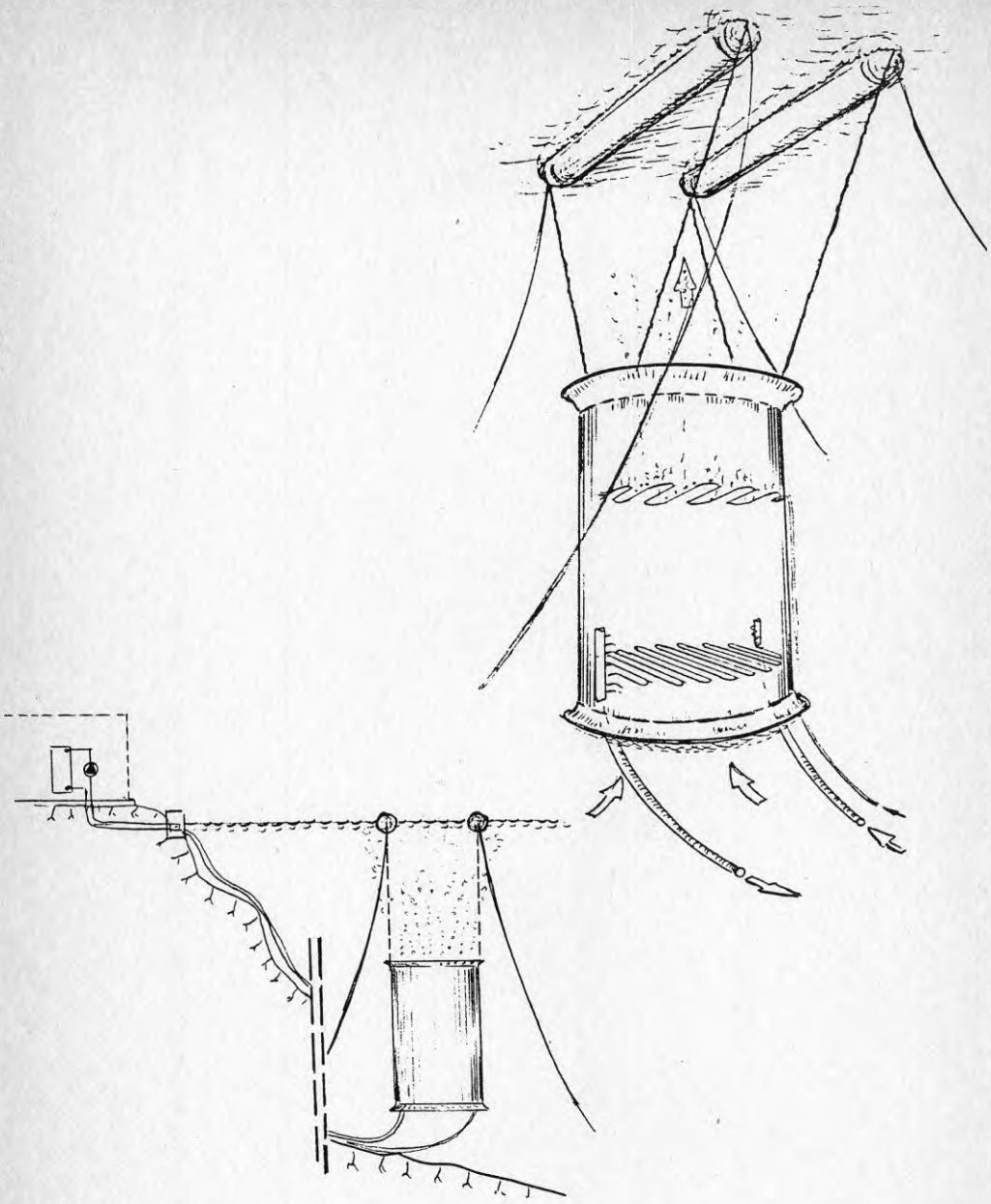


Fig 1.4 Sjöbaserad slangvärmväxlare.

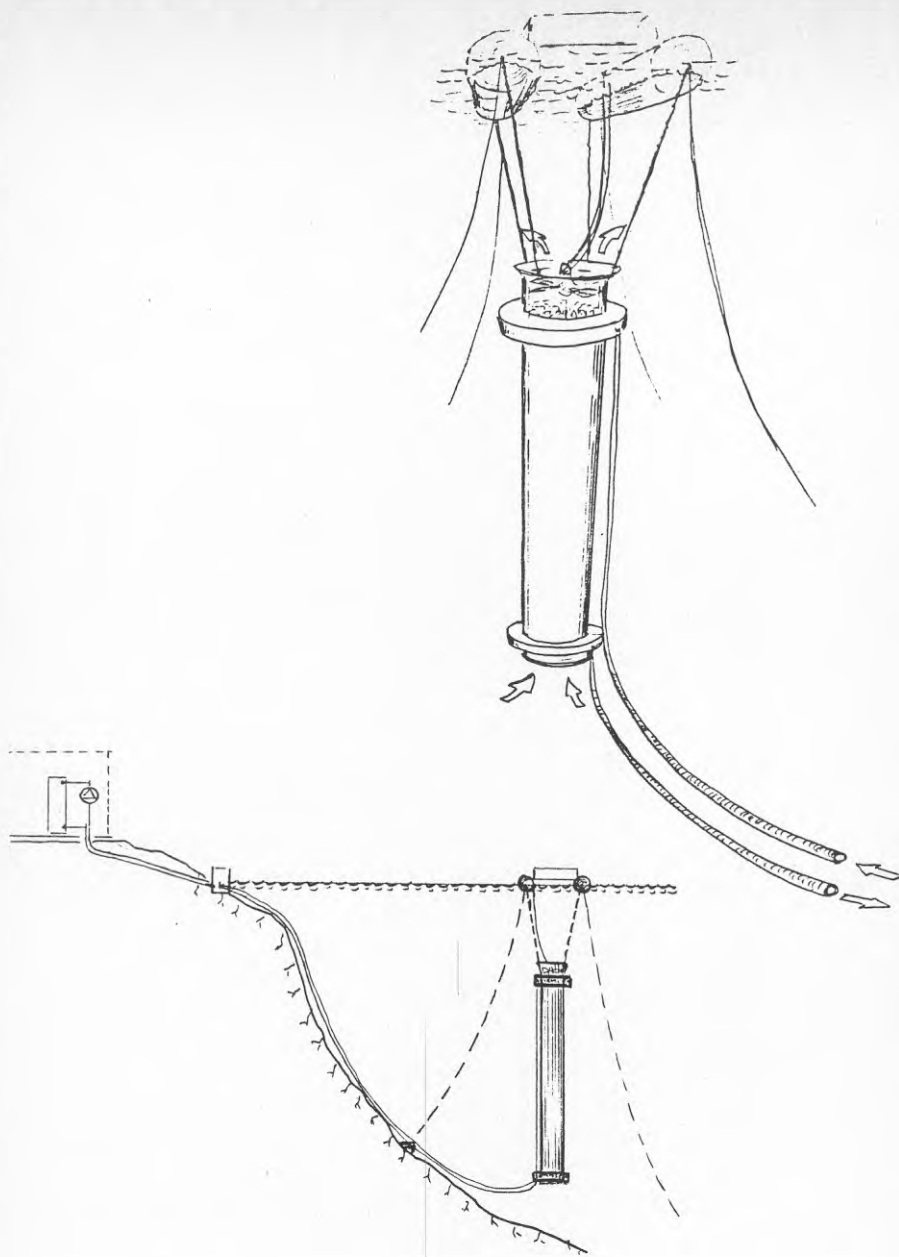


Fig 1.5 Sjöbaserad tubvärmväxlare.

växlare med ispåfrysning studierna har inriktats på ett havsför-
lagt slangpaket som illustreras i figur 1.6.

Sammanfattningsvis visar studien på följande karakteristiska drag
för de olika alternativen.

Plattvärmväxlare, uppställd på land, genomströmmad av havs-
vatten. Denna variant visar den lägsta kostnaden per kWh bland
alternativen med brinesystem. Optimalt temperaturfall i värme-
växlarmedierna är relativt stort, resulterande i en låg loga-
ritmisk medeltemperaturdifferens runt $1,5^{\circ}\text{C}$. Plattvärmväxlaren
har en kostnads- temperaturdifferenskurva med ett utpräglat mi-
nimum, varför noggrann optimering verkar angelägen. Plattvärme-
växlaren har vid dimensionering och kostnadsbedömning förutsetts
vara tillverkad av titan. För förhindrande av påväxt fordras
klorering, i varje fall under sommarhalvåret.

Tubvärmväxlare, uppställd på land, genomströmmad av havsvatten.
Denna variant uppvisar en kostnad per kWh, i stor-
leksordningen 50% högre än för plattvärmväxlaren. Tubvärmväx-
laren belastas av att större marginal lämnats för försmutsning
p gr av sämre åtkomst för rengöring, vidare sämre värmeövergång
p gr a att en icke-korrosiv brinevätska med lägre värmekapacitet
måste användas.

Slangvärmväxlare, ett arrangemang av polyetenslangar, placerade i
havet. I detta alternativ har antagits ett arrangemang av korru-
gerade polyetenslangar, diameter 100 eller 50 millimeter, arrang-
erade i ett stativ som hänger under pontoner enl fig 1.4. Slang-
paketet är omgivet av en mantel och har sin nedre öppning på sådant
djup att $+4^{\circ}\text{C}$ vatten tas in. Cirkulation genom konstruktionen,
nerifrån och uppåt, erhålles genom naturlig strömning eller genom av
luftinbubbling stimulerad strömning. Sommartid erhålles naturlig
strömning uppifrån och neråt. Slangpaketet har ansenliga dimen-
sioner, vid 1 MW upptagen effekt en diameter i storleksordningen
8 meter och en höjd av ca 10 meter plus en arbetssträcka för luft-
bubblingen om ca 5 meter. Studien visar att egenkonvektion och på-
tvingad strömning får i huvudsak samma kostnad per kWh, obetydligt

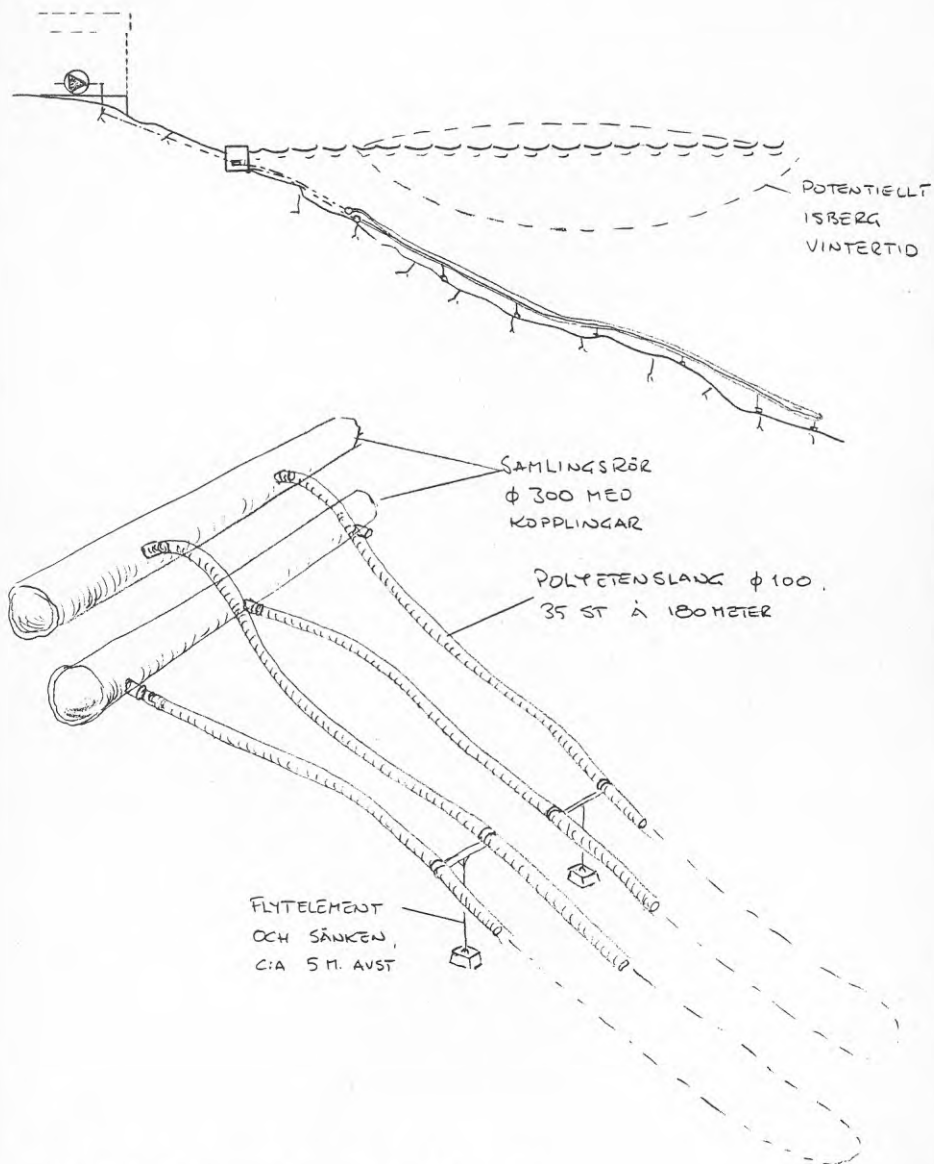
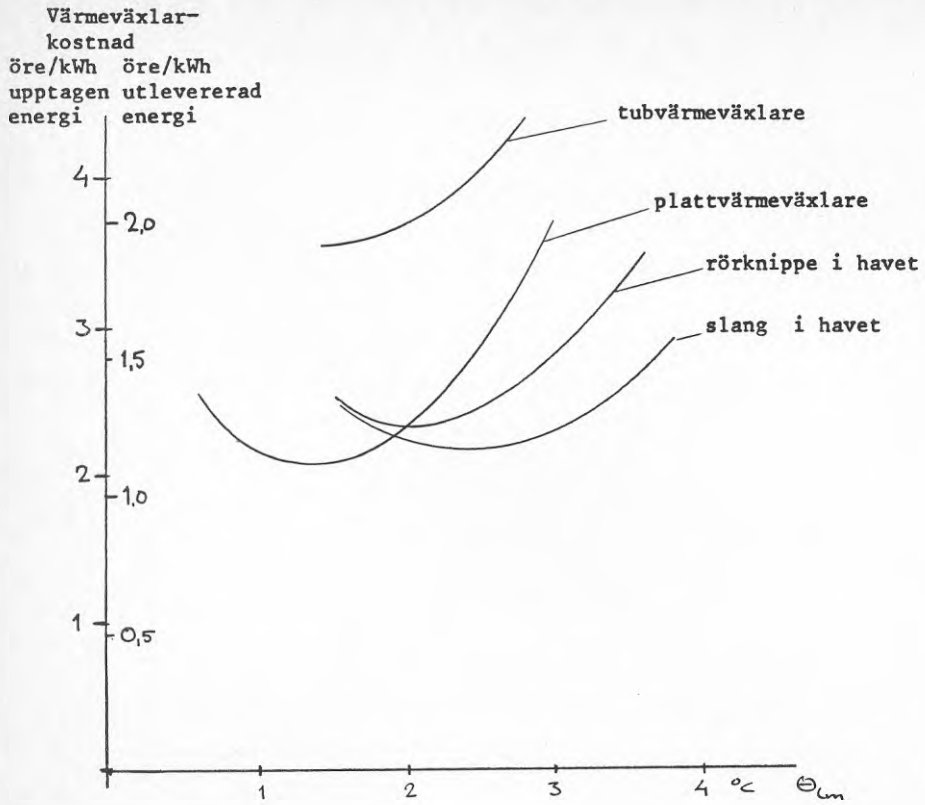


fig 1.6 Polyetenslang med ispåfrysning

högre än den för plattvärmeväxlare. Den optimala storleken ligger dock vid en logaritmisk medeltemperaturdifferens av ca $2,5^{\circ}\text{C}$, dvs lägre temperaturfall tas ut ur medieströmmarna än t ex i plattvärmeväxlare. Montering, hantering och förankring av slangpaket av dessa dimensioner är eventuellt problematiskt. För rengöring måste paketet också kunna tas upp till ytan för högtrycks spolning. Det är rimligt att kunna göra detta genom att blåsa luft i slangarna men hållfastheten i konstruktionen då den ej vilar i vattnet måste beaktas. Rengöring kan i första hand antagas avse avlagringar medan påväxten bör undertryckas genom att tornet har ett lock så att dagsljus på slangarna i möjligaste mån förhindras.

Rörpaket, förlagt i havet. I detta alternativ har studerats ett knippe med tuber av kopparnickel, vertikalt arrangerade i havet och omslutna av en mantel genom vilken cirkulation av havsvatten induceras t ex med en propeller. Tubknippet blir stort, ca 18 meter långt men bara 0,7 meter i diameter. Det kan således hängas under en ponton på sådant sätt att det når ner till vatten av erforderlig temperatur. Vintertid kan vattnet drivas nerifrån och uppåt, sommartid omvänt. Värmeväxlarens djup bör också kunna justeras. Tubknippet har i första hand förutsetts vara av kopparnickel varvid underhållsproblemen blir små men kostnaden hög. Det innebär också att en icke-korrosiv brinevätska måste användas. Eventuellt skulle tubknippet kunna göras av ståltuber (som är resistenta mot neutraliserad saltlösning) varvid tubernas utsida (havsvattensida) skyddas genom zinkanoder.

Av fig 1.7 framgår den inbördes och temperaturdifferensberoende kostnaden för värmeväxlare för värmebärarsystem, baserade på en vattentemperatur kring $+4^{\circ}\text{C}$. Som framgår är, sett i relation till den totala energikostnaden, ingen lösning utpräglat bättre eller sämre än de övriga även om landuppställd tubvärmeväxlare genomgående visar något högre kostnad. Sett i det totala systemet bör dock andra faktorer såsom driftsäkerhet, installationsproblem servicebehov etc vara utslagsgivande. Plattvärmeväxlare som erbjuder fördelar i alla dessa avseenden synes dock vara det alternativ som bör föredras.



Värmeväxlarkostnad, olika typer, som funktion av
medeltemperaturdifferensen

fig 1.7

Direktvärmd förångare. Denna kan vara av platt- eller tubtyp, i båda fallen ligger problemet i att uppnå tillräcklig temperaturdifferens i förångaren utan att igenfrysning uppstår. Om $+4^{\circ}\text{C}$ vatten finns tillgängligt och förångning sker vid -1°C kan rimlig effektivitet erhållas. Kostnadsmässigt tycks här platt- och tubvärmväxlare vara likvärdiga och i båda fallen erhålles en kostnadsänkning som motsvarar ca 0,4 öre/kWh utlevererad värmeenergi. Driftsäkerheten i händelse att vattentemperaturen sjunker under förutsatt värde kan emellertid bli otillfredsställande.

Värmväxlare på ispåfrysning. För detta alternativ har endast korrugerad polyetenslang, utlagd i havet, förutsatts vara lämplig. Isen beräknas kunna avlägsnas genom periodiska tryckhöjningar i brinevätskan som genom expansionsrörelser i den korrugerade slangen får iskorpan att spricka sönder och lossna. Polyetenslangens släta yta bör underlätta detta. Problemen, praktiska och ekologiska med den anhopning av is som vintertid uppstår ovanför slangpaketet måste dock bedömas. Värmväxlaren erbjuder stor flexibilitet genom att den vid högre vattentemperatur arbetar med egenkonvektion utan effektminskning. Service- och underhållsproblem kan förutses vara rimliga. Påväxtproblemet sommartid bör kunna lösas genom temporär ispåfrysning varvid påväxten lossnar tillsammans med isen. Detta kan förutses fungera väl beträffande algpåväxten medan det måste utprovas huruvida havstulpaner kan fås att lossna från slangen på detta sätt. Om ispåfrysning företas relativt ofta är det rimligt att anta att även havstulpaner förhindras från att utvecklas till full fastväxning på polyetenytan.

Sammanfattningsvis pekar denna förstudie på att tekniskt och ekonomiskt rimliga arrangemang med havsförlagd värmväxlare kan beräknas finnas, dels i form av slangarrangemang på havsbotten, avsett för ispåfrysning, dels i form av landuppställd värmväxlare, i första hand av plattutförande i de fall då tillgång på 4°C vatten kan förutses. Ytterligare arbete omfattande bl a systemanalys och kravspecifikation för komplett värmepumpanläggning och praktiska prov med ispåfrysnings- och avisningsmekanismer synes dock erforderligt.

2. FÖRUTSÄTTNINGAR

En värmepumpanläggning för nyttiggörande av solenergi genom värmeupptagning från havsvatten och utleverans av denna energi vid en för lågtemperaturuppvärmning användbar temperaturnivå bygger rent principiellt på kända komponenter och känd teknik. Erfarenhet saknas dock beträffande större anläggningars uppbyggnad och drift.

Värmeväxlarna i stora värmepumpanläggningar utgör några av anläggningarnas största och dyraste komponenter som samtidigt har avgörande inverkan på anläggningens driftekonomi. I denna förstudie belyses förutsättningarna för tekniska/praktiska arrangemang med systemets primärvärmeväxlare för värmeupptagning från havsvatten.

2.1 Processen

Värmepump processen karakteriseras av att värme upptages vid en viss, lägre, temperatur T_2 °K och avlämnas vid en högre, T_1 °K. För detta måste också en viss mängd extern energi tillföras systemet. Som utgångspunkt för bedömning av lämpliga arrangemang och val av parametrar används kostnad och effektivitet. Vissa kompromisser kan förutses erforderliga i praktiken för undvikande av driftproblem m m.

Teoretiskt arbetar en värmepumpprocess med maximal verkningsgrad som bestäms av temperaturerna i Carnot-cykeln och som enkelt bestäms av sambandet.

$$\phi_c = \frac{T_1}{T_1 - T_2}$$

ϕ_c benämns den Carnotska värmefaktorn. Värmefaktorn är som framgår i hög grad beroende av temperaturstegringen i processen ($T_1 - T_2$) och val av dessa båda temperaturer är därför av största vikt för systemets effektivitet.

Den effektiva värmefaktorn som kan uppnås i praktiken beror på val av och verkningsgraden hos process, köldmedium, värmeväxlare etc och uttrycks av formeln

$$\phi_t = 1 + \eta_{ct} \frac{T_2}{T_1 - T_2}$$

där den Carnotska verkningsgraden η_{ct} för stora anläggningar kan uppgå till ca 0,7. Under dessa antaganden uppnås en effektiv värmefaktor som funktion av utgående temperatur och temperaturstegring som illustreras i fig 2.1. Temperaturerna T_1 och T_2 avser värmeavgivnings - resp värmeupptagningstemperaturerna i själva värmepumpprocessen, dvs kondenserings- och förångningstemperaturerna.

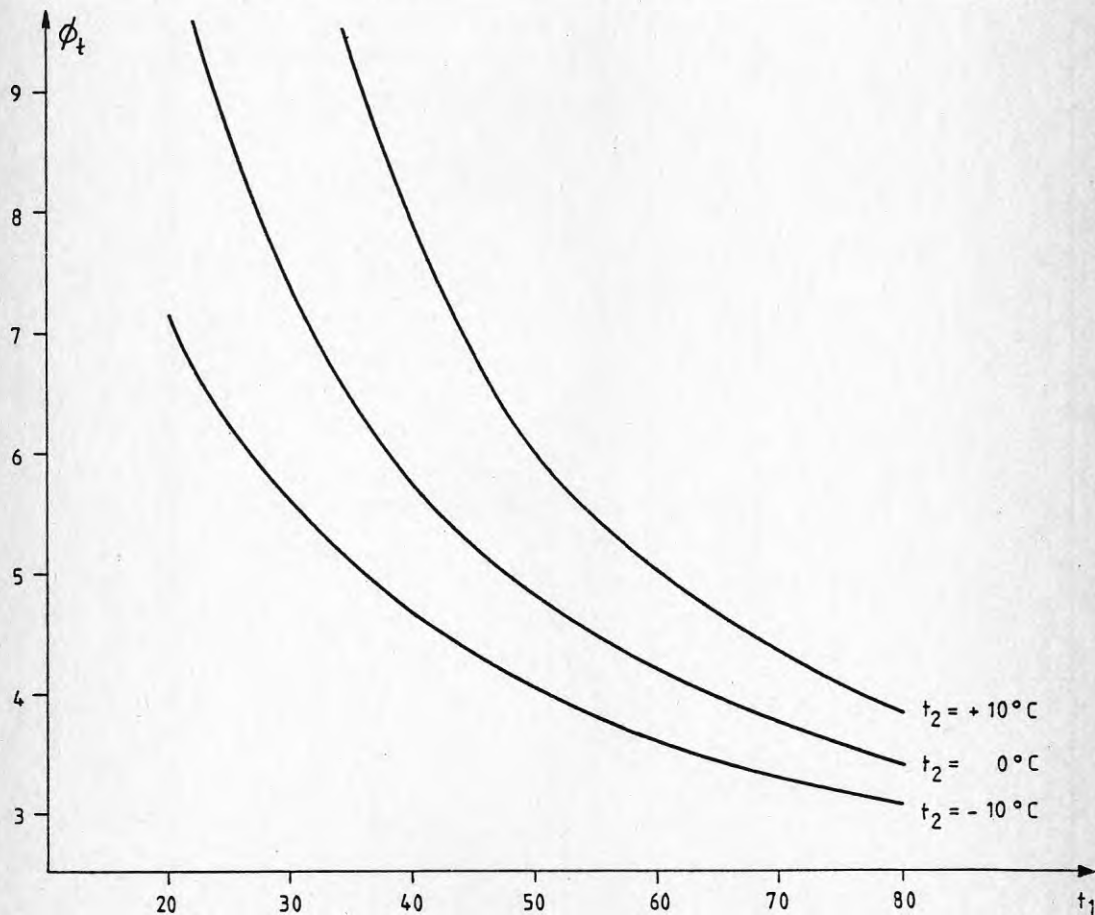


Fig 2.1 Effektiv värmefaktor som funktion av temperatur och temperaturstegring.

En vanlig acceptabel temperaturnivå på utlevererad värme är ca 65°C vilket innebär att värmepumpens kondensorsida måste arbeta vid ca 55°C medan resterande temperaturhöjning kan åstadkommas genom nyttiggörandet av kylvatten- och avgasvärme från drivmotorn. Den totala temperaturstegringen i värmepumpprocessen är då av storleksordningen 60°C och varje grads förändring av temperaturen på värmeupptagnings- eller värmeavgivningssidan motsvarar en förändring av verkningsgraden av storleksordningen 1,5%.

I det totala systemet tillkommer också temperaturdifferenserna mellan medierna i de nödvändiga värmeväxlarna. Dessa är vanligen

havsvatten - värmebärare
 värmebärare - förångare
 kondensor - utgående varmvatten

I varje värmväxlarsteg uppkommer ett temperaturfall, nödvändigt för värmeöverföringen, och vanligen i storleksordningen 5°C . Den verkliga temperaturdifferensen är en fråga om optimering av värmväxlare, pumpstorlekar etc. I vissa fall kan värmebäraren tänkas uteslutas och värmeöverföring ske direkt från havsvatten till förångaren. På grund av svårigheten att uppnå tillräcklig temperaturdifferens i förångaren är detta oftast en mindre realistisk lösning.

Temperaturen i havsvattnet som kan användas för värmeupptagning varierar givetvis med årstiden, dessutom med vattendjup, salthalt och geografisk lokalisering. Detta är närmare studerat bl a i ref (15). Situationen illustreras sammanfattningsvis i fig 2.2 som är hämtad ur nämnda studie.

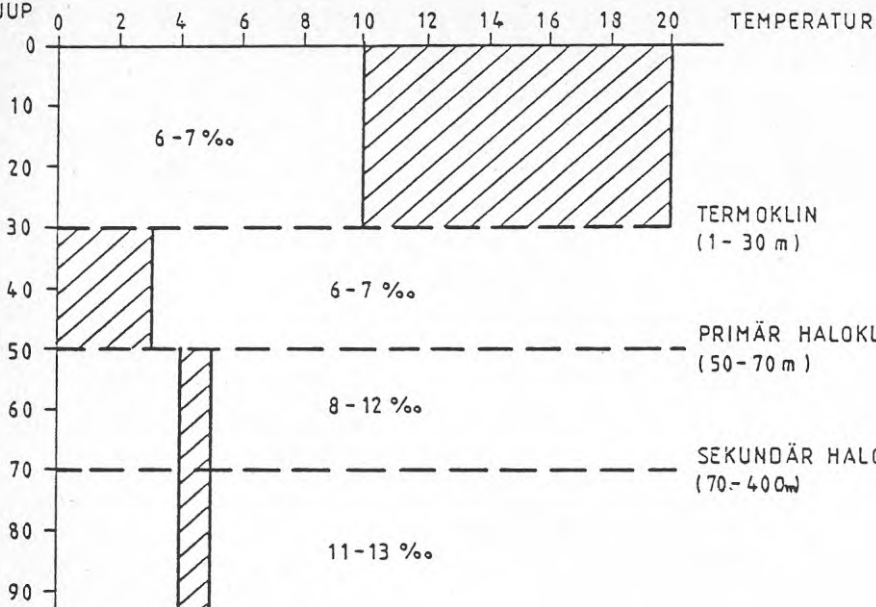
Om vintersäsongen förutses vara den dimensionerande faktorn, bör således en värmepumpanläggning dimensioneras för en ingående vattentemperatur av max 4°C , förutsatt att tillräckligt vattendjup finns tillgängligt. Det är dock en avvägningsfråga, om vatten med lägre temperatur i stället skall användas på bekostnad av den totala verkningsgraden. Därvid måste också beaktas att kallare ingående vatten tillåter mindre temperatursänkning före ispåfrysning, innebärande större flöden etc som närmare analyseras i senare avsnitt.

Under årstider, då varmare vatten finns att tillgå på mindre djup, bör givetvis anläggningen genom lämpliga arrangemang kunna utnyttja detta för uppnående av maximal effektivitet på årsbasis.

ÖSTERSJÖN

SOMMAR

VATTENDJUP



VINTER

VATTENDJUP

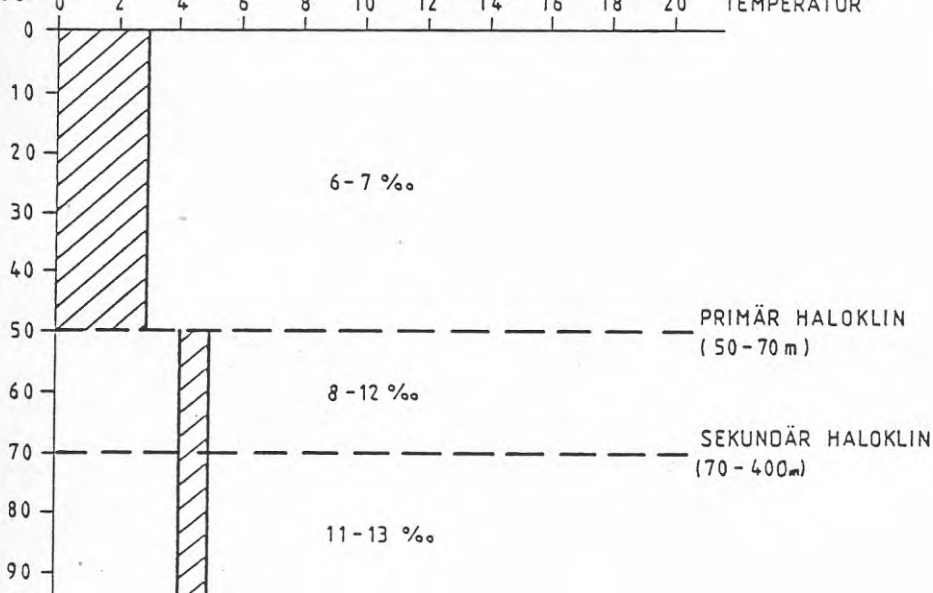
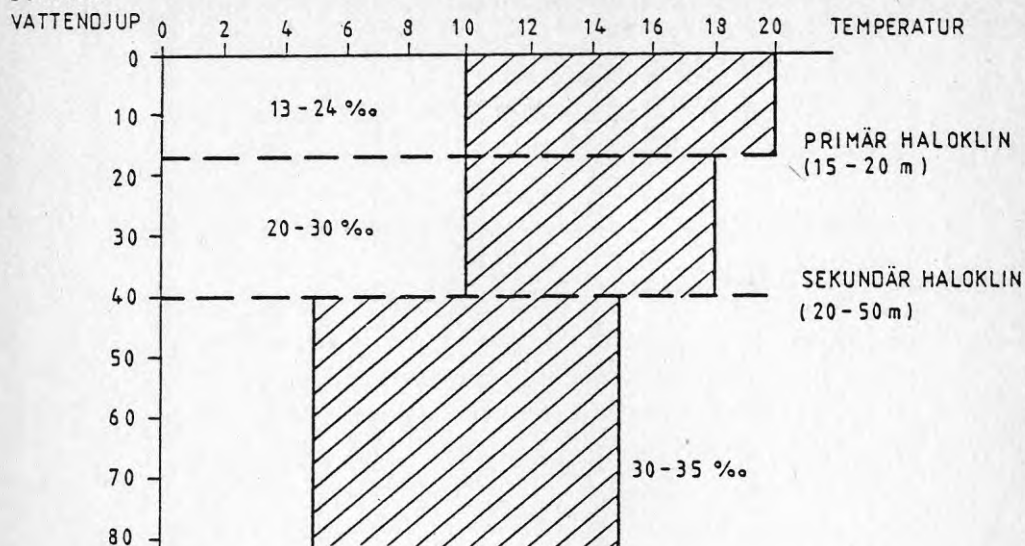


Fig 2.2.a Vattentemperatur på olika djup, Östersjön

(ur ref 15)

KATTEGATT

SOMMAR



VINTER

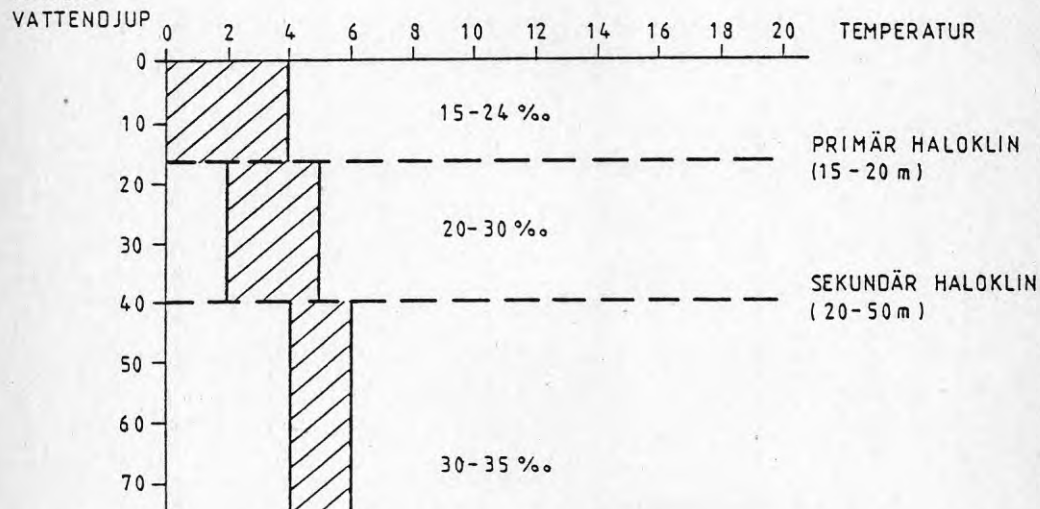


Fig 2.2.b Vattentemperatur på olika djup, Kattegat

(ur ref 15)

2.2 Förångare och värmeväxlare

På ingångssidan i värmepumpkretsen sker värmeupptagningen från det värmeavgivande mediet i en förångare i vilken köldmediet vid rådande tryck och temperatur förångas under upptagande av värme från det värmeavgivande mediet. Det värmeavgivande mediet kan i detta fall vara havsvatten men kan också vara en värmebärare, vanligen kallad brine, och normalt utgörande en saltlösning. I detta fall finns ytterligare en värmeväxlare för upptagande av värme från havsvattnet, en värmeväxlare för vätska/vätska.

I en värmeväxlare sjunker temperaturen på det värmeavgivande mediet successivt, medan det värmeupptagande mediets ökar. Värmeövergången bestäms av den rådande temperaturdifferensen, den värmeöverförande ytans storlek och värmeövergångstalet, som i sin tur är beroende av strömningsförhållanden, väggmaterial, försmutsning mm. En viss temperaturdifferens erfordras för att värmeöverföring skall äga rum, varför det utgående mediets temperatur alltid blir lägre. Genom lämpliga arrangemang, så långt möjligt genom anordnande av medieströmmarna i motström, kan temperaturdifferensen minimeras.

Då temperaturdifferensen ej är konstant över hela ytan i en värmeväxlare, används som mått på den effektiva temperaturdifferensen i stället den logaritmiska medeltemperaturdifferensen, definierad som

$$\Theta_{lm} = \frac{\Delta t_{in} - \Delta t_{ut}}{\ln \Delta t_{in} / \Delta t_{ut}}$$

där Δt_{in} är differensen mellan värmeavgivande och värmeupptagande ingående temperaturer och Δt_{ut} är motsvarande för avgående temperaturer.

Vid andra strömningssituationer än ideell motström, t ex tvärström eller motström i flera passager uppnås ej optimal temperaturdifferens över hela värmeöverföringsytorna. Experimentellt bestämda korrektionsfaktorer för den logaritmiska medeltemperaturdifferensen får då appliceras. Sådana redovisas bl a i ref (1) för ett antal olika strömningsmodeller. För tvärström med en vätskepassage blir korrektionsfaktorn ca 0,9 vid här aktuella temperaturer.

3. ÖVERSIKT ÖVER TYPER AV VÄRMEVÄXLARE

Värmeväxlare karakteriseras av kravet på att de skall kunna överföra värme från ett medium till ett annat. I olika typer av arrangemang kan värmeövergången ske genom ledning, konvektion eller strålning, ofta en kombination av alla. I de allra flesta värmeväxlararrangemang sker värmeutbytet genom en skiljevägg som håller medierna åtskilda, men i andra konstruktioner, regenerativa värmeväxlare och direktkontaktvärmeväxlare saknas en sådan skiljevägg. Olika typer av värmeväxlare som är användbara för värmeöverföring mellan två vätskor beskrivs kortfattat nedan.

3.1 Rekuperativa värmeväxlare

3.1.1 Tubvärmeväxlare

I tubvärmeväxlaren utgöres skiljeväggen mellan medierna av väggarna i rör eller tuber så arrangerade att det ena mediet strömmar på insidan av rören medan det andra strömmar på utsidan. Utrymmet utanför tuberna är oftast begränsat av ett yttre hölje, manteln. Tuberna är monterade i tubplåtar. I mantelns ändar och gavlar bildar de utrymmen med vilka tubernas inre passage kommunicerar. Genom arrangemang av baffelplåtar kan vätskeflödena styras så att längre eller kortare passager erhålles beroende på önskade egenskaper hos värmeväxlaren.

Tubvärmeväxlaren är robust och välbeprövad och dominerar fortfarande inom stora områden, bl.a. inom processindustrin och inom skeppsbygget. Bland tubvärmeväxlarens fördelar kan nämnas dess lämplighet vid stora tryck- och temperaturdifferenser och dess förhållandevis låga tryckfall.

Till tubvärmeväxlare kan också räknas varianter med få tuber, i ytterlighetsfallet bara en. Rörvärmeväxlare kan anta formen av ett dubbeltväggigt rör eller ett antal tuber arrangerade utan mantel i det ena mediet i värmeväxlarprocessen.

Tubvärmeväxlare förefinnes i ett stort antal olika utföranden beroende på användningsområdet, några vanliga utförandeformer illustreras i figur 3.1.

Tubvärmeväxlare har i stor utsträckning använts i tillämpningar som förångare och kondensorer och är de **oftast använda för dessa funktioner** genom möjligheterna att variera strömningshastigheter och de värmeöverförande ytornas storlek till att passa de aktuella medierna och temperaturdifferenserna.

3.1.2. Plattvärmeväxlare

Plattvärmeväxlare är tekniskt sett en senare utveckling. De karakteriseras av att de värmeutbytande ytorna är väsentligen plana plattor i stället för tuber. Mellanrummen mellan de inbördes parallella plattorna kommunicerar på sådant sätt att vartannat mellanrum är parallellkopplat i den ena medieströmmen och de övriga leder den andra strömmen. Plattorna har vanligen korrugering för att öka kontaktytans storlek och turbulensen i strömningen och genom lämpligt arrangemang av tätningsslister hålls de olika passagerna isär. De två mediepassagerna är således identiska till utformning och yta, vilket i viss mån begränsar användningsområdena.

Bland plattvärmeväxlarens fördelar kan nämnas dess korrosionsbeständighet genom att endast en materialtyp ingår och plattmaterialet kan väljas bland mycket korrosionsbeständiga material, även sådana med dålig bearbetningsbarhet. Bland övriga fördelar kan nämnas liten nedsmutsningsrisk på plattorna och därigenom högt värmeövergångstal, små dimensioner i förhållande till värmeövergångsytan och enkel service. Bland nackdelarna kan nämnas begränsat arbetsområde beträffande tryck och temperatur, relativt stora tryckfall och relativt hög kostnad.

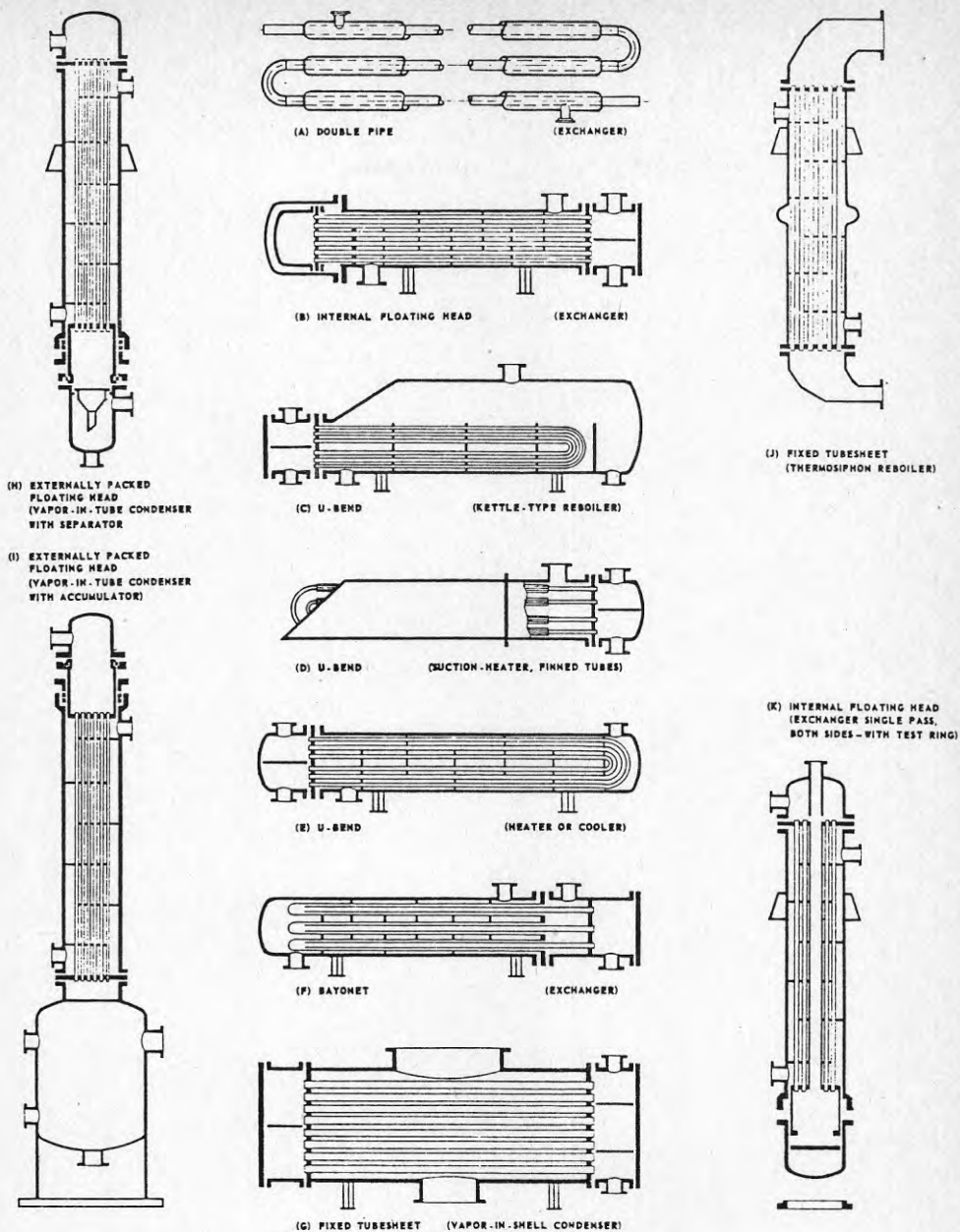


Fig 3.1 Tubvärmeväxlare, olika utföranden.

Plattvärmväxlare har traditionellt avsetts för vätska/vätska, men senare utveckling har lett till typer lämpade för förångare och kondensorer i lågtryckssystem. Bl.a. inom de olika OTEC (Ocean Thermal Energy Conversion) -projekten har stora plattvärmväxlare för sådana funktioner föreslagits och projekterats.

3.2 Regenerativa värmväxlare

Regenerativa värmväxlare arbetar med materia som ömsom är i kontakt med det ena mediet och ömsom med det andra och därvid upptager respektive avger värme. Arrangemanget kan bestå av t.ex. en bädd av granulat eller annat material varvid materiaflödena styrs på lämpligt sätt eller rörliga ytor av metall eller keramiskt material som förflyttas in och ut ur de två medieströmmarna. Regenerativa värmväxlare kan ej erbjuda en fullständig åtskillnad mellan medierna och har knappast några reella applikationer inom värmepumpsteknologin.

3.3 Direktkontaktvärmväxlare

I dessa saknas skiljevägg och värmeövergången sker antingen genom direktkontakt mellan två inbördes ej blandbara vätskor varvid den ena befinner sig i droppform eller genom att värme upptages genom avdunstning från det ena mediet och avlämnas genom kondensation i det andra mediet. I båda fallen äger en viss blandning av medierna rum och användningen är därför begränsad till slutna system där mediernas kvalitet kan styras och till användningsområden där en viss blandning av medierna ej är till skada.

Direktkontaktvärmväxlare är intressanta därför att det temperaturfall som är nödvändigt i en rekuperativ värmväxlare kan minskas, men för närvarande finns inga konstruktioner som lämpar sig för värmepumpprocesser.

4. VÄRMEVÄXLARE LÄMPADE FÖR HAVSVATTENBRUK

För närvarande kan endast rekuperativa värmeväxlare förutses användbara för utvinning av havsvattenvärme och de lämpligaste arrangemangen beskrivs i detta avsnitt.

4.1 Specifika krav och begränsningar

Kraven på värmeväxlare lämpade för havsvattenvärmeupptagning är delvis generella, delvis specifika. Väsentliga faktorer är:

- Relativ kostnad
- Korrosion
- Igensättning
- Risk för ispåfrysning
- Hanterbarhet vid installation och service
- Återkommande servicebehov

4.1.1 Kostnad

Den låga energitätheten i havsvattnet gör det synnerligen angeläget att hålla den specifika kostnaden så låg som möjligt. Sökandet efter bästa kostnad/effektivitet under de specifika förhållanden som värmeväxlare för havsvatten arbetar i leder till nya konstruktionsidéer och principer. Låga tryck- och temperaturdifferenser gör att avsteg från konventionella dimensioneringsnormer möjliggörs eller blir nödvändiga.

Värmeväxlarens specifika kostnad, t ex kr/kW upptagen effekt kan emellertid inte beaktas fristående för värmeväxlaren utan ev följdverkningar på värmepumpdelen måste tas med. Variation t ex av utgående temperatur på värmebärarmediet påverkar också värmepumpens värmeväxlare och ev hela värmepumpsystemets uteffekt. Då dessa följdverkningar ej kan bedömas i denna studie har begränsningar måste göras i variationen av sådana parametrar.

Värmeväxlarna är sannolikt de komponenter i värmepumpssystemet som har störst kostnadsspektrum och därmed är mest känsliga för opti-

malt typval och dimensionering. Värmeväxlarnas andel i kostnaden för en värmepumpsanläggning är hög.

4.1.2 Korrosion

Korrosion i värmeväxlare för havsvatten är sannolikt ej större problem än i andra värmeväxlare i marin miljö, t ex ombord på fartyg och vid kondenskraftverk. Den låga temperaturen och den låga syrehalten i djupvatten i Östersjön kan förutses ytterligare reducera korrosionsproblemet.

Djupvattnets surhetsgrad och halt av svavelväte kan å andra sidan försvåra korrosionen. Den valda brinevätskans korrosionsegenskaper begränsar ytterligare materialvalet. Korrosionsproblemet bedöms emellertid ej utgöra något specifikt hinder för utveckling av lämpliga havsvattenvärmeväxlare. Detta diskuteras närmare i avsnitt 5.

4.1.3 Igensättning, beväxning

I Östersjön förekommer dels algpåväxt, dels påväxt av lägre djurarter, snäckor etc. Den första fordrar solljus och förekommer praktiskt taget ej alls i djupvattnet eller i mörker i slutna kanaler och rörledningar. Påväxt av skaldjur kan ske också i slutna kanaler. För Östersjöns vidkommande saknas dessa djurarter på de vattendjup där intag av vatten är aktuellt, varför ej heller påväxt bör vara en dimensionerande faktor. Påväxthastigheten är under vinterhalvåret mycket låg i svenska vatten. Om ytvatten utnyttjas under sommarhalvåret måste emellertid påväxtrisken beaktas. Möjlighet finns att, i vissa värmeväxlartyper, reducera risken för påväxt genom t ex klorering eller ytbeläggning med långtidsverkande giftfärger.

Beväxningsproblemet diskuteras vidare i avsnitt 5. Utöver beväxningsproblemet finns risk för igensättning genom avlagring av sediment eller genom intag av främmande material. Installationen måste utformas med arrangemang för förhindrande att främmande material förs till värmeväxlaren och denna måste i sig själv kunna rengöras periodiskt från sedimentavlagringar och eventuell påväxt.

4.1.4 Risk för ispåfrysning

I många fall är ispåfrysning i förångaren en begränsande faktor vid utformning av värmeväxlare. I tub- och plattvärmeväxlare måste ispåfrysning undvikas vilket begränsar temperaturen på den ingående brinevätskan till ca 0°C . I andra konfigurationer t ex slangar eller membran förlagda direkt i havet kan det tänkas att en viss ispåfrysning kan tillåtas, förutsatt att isen kan avlägsnas regelbundet, t ex genom tryckstötter i brinevätskan. Sådana lösningar är sannolikt mest aktuella t ex i insjöar där vattentemperaturen ligger obetydligt över fryspunkten men knappast för havsapplikationer där vatten av $+4^{\circ}\text{C}$ finns tillgängligt.

4.1.5 Hanterbarhet vid installation och service

Stora värmeväxlare blir svårhanterliga vid transport och installation genom sin vikt och dimension och förmodligen i vissa utföranden brist på tillräcklig konstruktiv styvhet. Enheter placerade i havet som kan behöva lyftas upp till ytan för inspektion och rengöring måste utformas speciellt med hänsyn härtill. Av flera skäl kan det därför vara lämpligt eller nödvändigt att värmeväxlarna byggs i sektioner eller enheter med lämpliga dimensioner. Stora värmeväxlare har sannolikt ej någon markant skalfaktor på kostnadssidan varför uppdelning på flera enheter ej bör innebära någon nackdel.

4.1.6 Återkommande servicebehov

Värmeväxlare för havsvattenvärme är specifika genom sin storlek, i vissa fall genom sin placering på djupt vatten och i alla fall genom att deras produktivitet är låg varigenom ekonomiskt utrymme ej finns för omfattande service- eller underhållsarbeten. Höga krav måste därför ställas på anläggningarnas driftsäkerhet och livslängd tillsammans med minimalt servicebehov.

4.2. Tubvärmväxlare, konventionell typ

Tubvärmväxlare av konventionell typ med tubpaket och mantel är lämpade för värmväxling med havsvatten. Det enda rimliga arrangemanget är uppställning på land varvid havsvattnet pumpas upp och återledes till havet. Om rörsystemet är tätt så att sughävertverkan uppnås åtgår pumparbete därvid endast för övervinnande av de normala strömningsförlusterna. Avsugning av friggjord luft är dock nödvändig i ett sådant arrangemang.

Tubvärmväxlare i denna tillämpning kan dimensioneras såväl för värmväxling mot en värmebärare som för direkt förångning av köldmediet. Havsvattnet bör vanligtvis förutsättas ledas inuti tuberna. Vid användande av värmebärarsystem är det angeläget att optimera temperaturdifferensen i värmväxlaren med hänsyn till hela systemets verkningsgrad såsom närmare diskuteras i avsnitt 6.

Materialet i tubvärmväxlare är vanligen på kopparbas, ofta kopparnickel eller aluminiumbrons. Erfarenhet från bl.a. värmväxlare och kondensorer för fartygsbruk visar att korrosions- och beväxningsproblemen kan behäskas med dessa typer av legeringar förutsatt att strömningshastigheten i tuberna väljes så hög att avlagringar ej uppstår och så låg att erosion ej uppstår. Hastighetsintervallet 1 - 2 m/s uppfyller båda dessa önskemål. Kopparlegeringar har också fördelen att vara beväxningsförhindrande, varför påväxning av alger eller djurarter vanligen ej behöver riskeras.

Vid uppskalning av tubvärmväxlare uppkommer rent praktiskt tillverkningsmässigt vissa problem med enheternas storlek - materialvikten tenderar att öka snabbare än värmeytorernas storlek, varigenom ekonomin försämras. Det finns också en gräns för hur långa passager i eller tvärs tuberna som är ekonomiskt godtagbara vid de små temperaturdifferenser som är aktuella. I studierna avseende OTEC-projekt har det bedömts att 4 meter diameter är maximum för tubpaket i förångare eller kondensorer. Erfordras större värmeytor föreslås

flera parallella enheter eller flera tubpaket inom samma mantel. För tubvärmväxlare för havsvatten ger ett enkelt räkneexempel vid handen att tubpassager längre än c:a 10 meter ej är aktuella vid temperaturdifferenser i storleksordningen 2 - 4°C, och strömningshastighet c:a 2 m/s. Tillverkningsmässigt ligger maximal längd i samma storleksordning, vilket vid en diameter av 4 meter ger en värmeyta i storleksordningen 3000 m² och en värmeupptagningskapacitet i storleksordningen 9 MW. Tubvärmväxlare av denna storleksordning tillverkas för avancerade tillämpningar såsom kärnkraftverk men kan antagas utgöra en alltför dyrbar lösning vid tillämpningar för lågtemperaturutvinning.

En tubvärmväxlare med tubpaket och mantel är genom sin konstruktion endast lämpad för uppställning på land. En tubvärmväxlare speciellt dimensionerad för havsvattenvärmeutvinning kan emellertid, som framgår av bilaga 1, få formen av ett långt tubpaket som med fördel skulle kunna arrangeras vertikalt i havet, omslutet av ett mantelrör som leder havsvattnet från djupvattenintaget i motström genom tubpaketet. Havsvattnet strömmar i denna applikation på tubernas utsida och effektiv rengöring kan bli svår att utföra. Genom val av beväxningsförhindrande material eller ytbeläggning och sådana strömningshastigheter att avlagringar ej uppstår kan emellertid tillfredsställande driftsäkerhet bedömas möjlig.

4.3 Rörvärmväxlare

Med rörvärmväxlare förstås här en variant av tubvärmväxlare med en eller ett fåtal rör / tuber samt med eller utan mantel. Hit räknas också dubbelväggigt rör.

4.3.1 Enkelt rör

Värmeväxlare baserad på ett enkelt rör, vanligen emellertid ett begränsat antal parallellkopplade rör, kan förutses som en variant av tubvärmeväxlare lämpad för havsvattenvärme. Konceptet saknar egentliga industriella applikationer i det förgångna men vissa existerande näraliggande användningsområden finns, t.ex. utvinning av jordvärme.

En rörvärmeväxlare med enkelväggigt rör kan förutses lämpad för havsförläggning, varvid värmebäraren pumpas i röret/rören och värmeövergång från havsvattnet sker med egenkonvektion eller påtvingad strömning. Vid egenkonvektion kan röret ligga utan strömningsstyrande element direkt på botten eller på lämplig höjd över denna. Vid påtvingad strömning däremot är det rimligt att förutse att rören är anordnade mera koncentrerat och omges av ett hölje / mantel, genom vilket havsvattnet tvingas passera. Speciellt intressant förefaller ett arrangemang kunna vara vari värmewäxlarrören är ilämpligt mönster arrangerade inuti en vertikal dysa eller venturi genom vilken ett vertikalt havsvattenflöde stimuleras med kombinerad konvektionsströmning och påtvingad strömning, t.ex. med hjälp av luftinbubbling. Detta är närmare beskrivet i avsnitt 6.

Rörvärmeväxlare kan förutses skilja sig från konventionella tubvärmeväxlare genom sina prestanda och kostnadskarakteristika. Om en tubvärmeväxlare i allmänhet byggs kompakt med höga strömningshastigheter och värmeövergångstal för att därigenom storlek, materialmängd och kostnad skall hållas nere, kan rörvärmeväxlare karakteriseras som en lågbelastad variant, tillverkad av billigt material, företrädesvis ett plastmaterial. Rörvärmeväxlaren kan, för att uppnå lägsta kostnad, ha väsentliga yttre dimensioner i en omgivning utan trängande fysiska begränsningar, t.ex. placerad på havsbotten. Konstruktionen förutsätter att anläggningen arbetar med liten tryckdifferens mellan medierna.

Genom att strömningshastigheten på rörets utsida alltid är låg och därigenom ett begränsande värmeövergångstal uppnås, finns ej heller anledning hålla höga strömningshastigheter inuti röret, utan anläggningen kommer även på värmebärarsidan att arbeta med stora flöden med låga strömningshastigheter.

4.3.2 Dubbelväggig rörvärmeväxlare

Den dubbelväggiga rörvärmeväxlaren kan betraktas som ett mellanting, eftersom den tillåter styrd strömning i båda medierna. På det yttre rörets utsida kan egenkonvektion utnyttjas om värmeväxlaren är förlagd direkt i det ena mediet. Den flexibilitet som uppnås genom att dels egenkonvektion, dels en valbar grad av påtvingad strömning inuti det inre röret utnyttjas, kan ha operativa fördelar.

I sin enkla variant, två koncentriska rör, ev med flera parallella rörslingor, har värmeväxlaren i stort samma arbetsområde som enkelrörvärmeväxlaren, d v s lågbelastade, tillverkade av billigt material, företrädesvis plast. Ytförstorande element såsom korrugering av rören, kan vara lönsamma. Dubbelväggig värmeväxlare av polyetenslang har bl.a. analyserats i ref (14).

4.4 Plattvärmeväxlare

Plattvärmeväxlare har på senare tid gjort allt större inbrytningar på värmeväxlarapplikationer i marin miljö. Fördelarna med plattvärmeväxlare är här att högvärdiga material kan användas som på grund av kostnads- eller bearbetningsskäl ej är tillämpliga i tubvärmeväxlare. Plattvärmeväxlare byggs oftast med liten tjocklek i mellanväggarna, 0,6 - 0,8 mm, varigenom materialmängden blir liten i förhållande till värmeytan. Genom korrugering av mellanväggarna och höga strömningshastigheter uppnås också höga värmeövergångstal, för normalt försmutsade ytor i storleksordningen $3000-5000 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ mot värden i storleksordningen 1000 eller något mera för tubvärmeväxlare.

Plattvärmväxlare kan på grund av sin konstruktion ej arbeta med höga tryck men väl tillräckliga för havsvärmeapplikationer. Beroende på materialet i packningarna mellan plattorna har plattvärmväxlaren även begränsningar beträffande max temperatur, ej heller detta är något praktiskt problem för havsvattenapplikationen. I gengäld har plattvärmväxlaren den fördelen att eventuellt läckage i första hand sker till utsidan och ej till det andra mediet.

Plattvärmväxlare kan relativt enkelt demonteras för rengöring och service genom att hela paketet av lameller öppnas upp. Detta kompenserar på sätt och vis det förhållandet att kopparlegeringar som är beväxningsavvisande ej har tillräcklig korrosionsbeständighet vid användning i plattvärmväxlare. Plattvärmväxlarens uppbyggnad medger också att antalet lameller enkelt kan ökas eller minskas för optimering av värmeytan, vilket ofta är en fördel på grund av beräkningsmetodernas osäkerhet.

Plattvärmväxlare av konventionellt utförande med slutna passager för båda medierna är endast lämpade för uppställning på land, med pumpning av havsvattnet genom värmväxlaren. Plattvärmväxlare har föreslagits där vartannat plattmellanrum är öppet i sin periferi varigenom hela plattpaketet kan sänkas ner i det ena mediet som kan bringas att strömma genom de öppna spalterna. Därigenom uppnås sannolikt lägre tryckfall på saltvattensidan, men övriga komplikationer uppvägs sannolikt ej av de möjliga fördelarna.

Plattvärmväxlare har traditionellt bara använts för vätska/vätska-applikationer, men har på senare tid föreslagits för både förångare och kondensorer i flera OTEC-projekt. Alfa-Laval har här intagit en internationellt ledande position och plattvärmväxlare betraktas nu generellt som den bästa lösningen för behoven i OTEC-projekten, som är av väsentligt större storleksordning än de här aktuella projekten.

Kommersiellt erbjuds idag plattvärmeväxlare med upp till 2000 m^2 värmeyta och värmeövergångstal av $3500\text{--}5500 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$. Vid en effektiv temperaturdifferens av 3°C motsvarar detta en upptagen värmeeffekt av 20 MW om det lägre värdet på värmeövergångstalet väljes med hänsyn till försmutsning m.m.

4.5 System utan värmebärare

Det kan vara rimligt i vissa fall att utesluta värmebärarkretsen och låta havsvattnet arbeta direkt i förångaren. Det temperaturfall som därigenom undviks har väsentlig inverkan på processens totala värmefaktor. Å andra sidan måste risken för läckage från köldmediet till havsvattnet noga utvärderas och riskerna bedömas ur miljösynpunkt, övervakningsmöjligheter etc.

Vid direktförångning är endast landuppställning av värmeväxlaren realistisk. Såväl konventionell tubförångare som plattvärmeväxlare kan därvid användas, men risken för läckage mellan medierna kan bedömas vara mindre i plattvärmeväxlaren.

Läckage av kylmediet till havsvattnet kan ytterligare förhindras genom att systemet dimensioneras så att trycket på havsvattensidan är högre än det på förångarsidan. Detta medför större pumparbete på havsvattensidan än eljest erforderlig, varför dimensioneringen av systemet bör noga övervägas. Kontinuerlig övervakning av mängden vätska i köldmediesystemet bör kunna utformas så att tidig varning erhålles vid förändring av mängden vätska i systemet.

5. KORROSIONS- OCH BEVÄXNINGSPROBLEM

Inom ramen för projektet har en litteraturstudie genomförts i avsikt att ge en överblick rörande påväxtrisk, korrosions-skador och i dag tillämpade motåtgärder med särskild hänsyn tagen till förhållanden i svenska kustvatten.

5.1 KORROSION

5.1.1 Allmänt

Med korrosion avses i allmänhet den fortlöpande förstöringen av metallytor genom nedbrytning av materialets struktur. Med utgångspunkt från korrosionsmiljön kan man urskilja olika typer av korrosion enligt följande:

1. Korrosion i fuktig miljö - elektrokemisk mekanism.
2. Korrosion i saltsmältor och slaggar - elektrokemisk mekanism.
3. Korrosion i torra gaser - kemisk mekanism.
4. Korrosion i vattenfria organiska vätskor eller gaser - kemisk mekanism.
5. Korrosion i metallsmältor.

Med hänsyn till korrosionsmekanismen kan de olika korrosionsförloppen uppdelas i:

- a. Elektrokemisk (galvanisk) korrosion (den vanligaste typen).
- b. Kemisk korrosion.
- c. Erosionskorrosion.
- d. Korrosion under mekanisk påkänning.
- e. Biologisk korrosion (genom makro- och mikroorganismer). Dessa förlopp kan i sin tur hänföras till dels elektrokemisk, dels kemisk korrosion.

För att galvanisk korrosion skall uppstå behövs det syre och en vätska, en s k elektrolyt, som möjliggör att metallpartiklar lämnar strukturen och går i lösning. Kan vi utesluta någon av dessa två faktorer blir det ingen korrosion.

5.1.2 Korrosionsangrepp

Efter korrosionsangreppets utseende och art kan de vanligaste typerna av korrosionsskador uppdelas enligt följande:

Allmän korrosion förlöper med ungefär samma hastighet på hela den yta som är utsatt för ett korrosivt medium. Den leder till relativt jämn avfrätning med varierande hastighet hos olika material. Den allmänna korrosionen åstadkommes genom verkan av korrosionsceller utan särskiljbara anod- och katodytor.

Lokal korrosion är koncentrerad till begränsade delar av den yta som är utsatt för ett korrosivt medium. Om angreppet utgöres av frätgropar med liten utbredning kallas den lokala korrosionen för punkt- eller gropfrätning.

Lokal korrosion medför svårare skador än allmän korrosion och den kan snabbt leda till genomfrätning. Vid lokal korrosion verkar i allmänhet korrosionsceller med särskiljbara anod- och katodytor.

Galvanisk korrosion uppkommer genom verkan av en bimetallcell dvs en galvanisk cell där elektroderna består av olika material (t ex två olika metaller eller en metall och ett annat elektronledande material).

Förutsättningen för att korrosionscellen skall verka är att området kring gränslinjen är täckt med en elektrolyt (t ex havsvatten). I en korrosionscell med två metallektroder blir den ädlare metallen katod och den mindre ädla anod enligt deras placering i den s k spänningskedjan. Korrosionen sker på anoden.

Risken för allvarlig korrosion är större ju längre från varandra metallerna ligger i denna spänningskedja och den är särskilt stor då anodytan är liten i förhållande till katodytan.

Selektiv korrosion kännetecknas av att grundämnena i en legering utlöses med olika hastighet.

Interkristallin korrosion eller korngränsfrätning kan förekomma hos ett flertal metaller men torde vara mest känd i samband med

vissa typer av rostfria stål.

Den kan uppträda om det rostfria stålet värmebehandlats så att kromkarbid urskiljts i korngränserna och materialet därefter exponeras för t ex havsvatten. Detta får till följd att en smal zon utmed korngränserna blir så utarmad på krom att stålet där ej har karaktär av "rostfritt".

Spaltkorrosion uppstår i trånga vätskefyllda spalter där vätskeströmningen är försvårad. Denna korrosion kan förekomma på de flesta metaller vilkas korrosionsbeständighet är avhängig av en passiverande oxidfilm på metallens yta (t ex rostfria stål). Eftersom syrehalten i t ex vatten i spaltens inre är låg upprätthålls inte ytans passivering där.

Avlagringskorrosion, som uppkommer under icke metalliska avlagringar.

Erosionskorrosion uppkommer genom samtidig nötning och korrosion vid inverkan av en hastigt strömmande vätska.

Spänningskorrosion uppkommer genom samverkan mellan statiska dragspänningar och ett specifikt korrosionsmedium.

Korrosionsutmattning, som uppstår då ett material utsätts för växlande belastning, som leder till utmattningssprickor. Angreppet påskyndas avsevärt om korrosion sker samtidigt med utmattningen.

Kontaktkorrosion då två metaller glider mot varandra under belastning t ex i samband med vibrationer.

Kavitationsangrepp, som är ett korrosionsliknande angrepp huvudsakligen av mekanisk natur på t ex propellar, pumphjul o dyl.

5.1.3 Skyddsåtgärder mot korrosion

Förutsättningar för korrosionsskador finns oftast redan inbyggda i en teknisk konstruktion, dvs misstagen som leder till korrosion begås redan vid ritbordet.

Vid utformning av olika tekniska objekt måste hänsyn tagas till

- driftsförhållanden (temperaturer, tryck, olika mediernas strömningshastighet och deras kemiska sammansättning).

- materialval
- detaljutformning
- tillverkningsmetodik
- drift och skötsel

Då i regel alltid ekonomiska hänsyn måste beaktas vid en konstruktions tillblivelse väljes med hänsyn till betingelserna billigast möjliga material och en utformning, som möjliggör ett enkelt tillverkningsätt.

Om konstruktören tvingas välja mot korrosion mindre resistent material kan korrosionen fördröjas eller i bästa fall förhindras genom t ex:

- målning, metallisering, plast- eller gummibeläggning
- inhibitering av elektrolyten, som antingen absorberar syret eller befrämjar ett skyddande skikt
- katodiskt skydd dvs anbringande av anoder som är mindre ädla än övriga metallytor och dit korrosionen avsiktligt koncentreras eller anbringande av s k påtryckt spänning som uppväger den naturliga potentialskillnad som råder mellan olika material i ett system.

Varken resistent eller mindre resistent och skyddat material uthärdar för höga eller för låga strömningshastigheter i vätskor som genomströmmar konstruktionen (erosionskorrosion resp avlagringskorrosion), trånga spalter (spaltkorrosion) eller vid misslyckat katodiskt skydd galvanisk korrosion.

5.2 Påväxt

5.2.1 Allmänt

Termen påväxt är ett samlingsbegrepp för alla slags vattenlevande organismer, som i stället för arternas normala livsmiljö på stenar, bottenar och andra fasta föremål i havet även kunnat anpassa sig till tekniska installationer. Av totala antalet uppskattade marina

arter (60 000) har ca 2 000 växt- och djurarter identifierats i påväxt och ca 100 av dem förekommer ofta nog för att ha praktisk betydelse och orsaka driftsproblem.

Den geografiska fördelningen av arter aktuella för marin påväxt bestäms främst av medeltemperaturen i havet och i någon mån av förekomsten av havsströmmar med stor naturlig artrikedom.

Naturlig förekomst av potentiella påväxtarter gynnas även lokalt av hög vattentemperatur och salthalt, liksom av skyddade kustlägen och god näringstillgång samt i fråga om alger av god belysning.

Påväxtperioden i svenska kustvatten är begränsad till mars - oktober och påväxtriskens bedöms allmänt sett som måttlig - i Östersjön p g a den extremt låga salthalten som mycket liten.

Följande relativa tal anges t ex som mått på påväxtriskens i olika kustområden:

Sverige ostkusten 0.8	Indien 12
" västkusten 4	Florida 8

Två av de i tekniska installationer viktigaste påväxtgrupperna, musslor och havstulpaner, förekommer åtminstone upp till Ångermanland resp Oxelösund, men både tillväxthastighet och maximi-storlek avtar med minskad salthalt norrut.

Förutom sämre värmeöverföring i värmväxlare kan påväxt och avlagringar orsaka ökad korrosion bl a genom

- kemiska miljöförändringar då t ex O₂/CO₂-balansen berörs av algers fotosyntes eller S- och N-haltiga föreningar bildas vid förruttnelse.
- uppkomst av spaltliknande förhållanden vid metallytor under organismer där försämrade elektrolytomsättning resulterar i galvaniska koncentrationsceller.
- strömningsstörningar varvid lokal erosion orsakas av ökad turbulens
- allmän nötning genom skalfragment, lösa delar o dyl i vattenflöden.

5.2.2 Utveckling av påväxt

Kolonisationen av en vattenberörd yta inleds av slembildande makroorganismer. De första synliga faserna i makroskopisk påväxt karakteriseras vanligen av snabbt växande och allmänt förekommande arter som hydroider, alger och tunikater, medan t ex blåmusslor utgör ett senare stadium i påväxtsamhällets utveckling.

De makroskopiska arternas larver och sporer, som är ca 0,1 - 1 mm stora ingår i stora mängder i kringdrivande plankton i havsvattnet vid kusterna. Fastsättningen följes normalt av omvandling till det vuxna djurets form (metamorfos) och sker genom utsöndring av kitin- eller kalkartade hårdnande sekret.

Fastsättnings- och metamorfosstadiet, som kan vara från mindre än 1 tim till 1 dygn, utgör den för gifter och andra miljöeffekter ömtåligaste perioden i djurets liv. Havsmaskarnas fastsättning hindras t ex av 1 ppm klor, medan upp till 600 ppm kan krävas för att avliva en vuxen havsmask inom 1 timme.

I östersjöområdet kan upp till 17 kg/m² (våtvikt) påväxt ackumuleras under 1 års exponering av provplattor jämfört med medelhavsområdets 60 - 70 kg/m².

5.2.3 Påväxt i kylsystem

Tekniska installationer såsom kylsystem där längre tids ostörd utveckling utan motåtgärder kommer i fråga och där bl a vattenflödet är en påtaglig urvalsfaktor, karakteriseras påväxten av relativt få arter, ofta skal- eller rörförsedda och väl fästa på underlaget.

De kan i gengäld i avsaknad av den normala konkurrensen mellan arterna om utrymme och näring uppträda i stora mängder. Utrensning av musslor i tonvis från kylvattentunnlar är ej ovanligt - rekordsiffran 245 ton på ett år har redovisats från ett kraftverk i New England.

Påväxt kan förekomma i alla delar av ett kylsystem där inte ett kontinuerligt vattenflöde större än 1 - 1,5 m/sek eller tempera-

turer över 60°C upprätthålles.

På fartyg har optimal tillväxt av organismer iakttagits i rör-system där temperaturen varit 28 - 32°C varvid särskilt rörbyggande havsmaskar (serpulider) förefaller att gynnas av den höga temperaturen.

Frånvaron av ljus utesluter påväxt av alger medan flertalet djurarter t o m föredrar mörka områden. Vissa mossdjur (bryozoer) och nässeldjur (hydroider) förväxlas dock inte sällan med alger.

Larvernans mikroskopiska format innebär att galler, silar o dyl ej kan hindra insläpp i kylsystem. Sådana rensystem är dock erforderliga för att hindra intag av frilevande arter t ex maneter eller drivande alger, som förutom igensättningar kan bidra till avlagringar i systemen.

Som nämnts hindrar en vattenhastighet större än 1 - 1.5 m/sek larverna att fästa sig vid kylsystemens ytor, men om de väl tillåtit detta tolererar vissa av dem vattenhastigheter upp till 3 - 5 m/sek.

Ytbeskaffenheten har en viss betydelse i det att släta hårda ytor erbjuder färre fästpunkter för larverna men utgör ett bra underlag för fortsatt säker vidhäftning för de vuxna djuren.

De enda konstruktionsmaterial som utan förebyggande åtgärder kan påräknas förbli påväxtfria är koppar och kopparinnehållande legeringar med tillräckligt hög Cu-utlösning, då kopparjoner är giftiga för flertalet djur och växter som är aktuella för marin påväxt.

Den helt dominerande arten i påväxten i landbaserade industriernas kyltunnlar i alla tempererade områden är blåmusslan (*Mytilus edulis*). I fartygs kylsystem förekommer även andra grupper mera allmänt, t ex hydroider (nässeldjur), serpulider (rörbyggande havsmaskar) och tunikater (sjöpungar). Havstulpaner (balanider)

samt mossdjur (bryzoer) förekommer både i fartygs- och kustbelägna industriers kylsystem, dock mera sällan som kvantitativt dominerande former.

5.3 Korrosion i samband med påväxt

5.3.1 Allmänt

Korrosionsrisken för material i samband med påväxt bestäms dels av materialets påväxttendens, dvs i vilken grad utveckling av påväxt på ytan kan försiggå, dels dess benägenhet för korrosion under påväxt.

Det har visat sig svårt att kvantifiera påväxtens betydelse som korrosionsfaktor bl a därför att korrosionen påverkas av flera faktorer;

- kemiska miljöförändringar, t ex genom kväve- och svavelhaltiga ämners bildande vid organismens nedbrytning
- förutsättningar för avlagringskorrosion genom att koncentrationsceller uppstår vid metallytan under organismen
- strömningsstörningar vid fastsittande organismer ökar risken för erosionskorrosion

Det har emellertid också konstaterats att påväxt kan minska korrosionshastigheten genom att skärma av syretillförsel och skydda mot erosion, t ex av sandbemängt vatten.

5.3.2 Korrosion vid påväxt

Undersökningar av korrosion i samband med påväxt har till helt övervägande del utförts som långtidsexponeringar på provplåtar.

Resultatet kan vad gäller exponeringar i stillastående vatten sammanfattas i att en ökad frekvens lokala angrepp av spaltkorrosionstyp dominerar för i havsvatten normalt passiva me-

taller (rostfria stål, Cr.Ni) medan för hastigt korroderande metaller (t ex Zn, Mg, gjutjärn, kolstål) minskad allmän korrosion som följd av påväxtens syreavskärande verkan överväger.

Titan har visat sig kunna motstå korrosionsskador även under svåra påväxtförhållanden.

På de passiva metallerna byggs tjocka påväxtskikt upp, medan påväxt och korrosionsprodukter tidvis lossnar från aktivt korroderande metaller, t ex zink.

Koppar och kopparlegeringar förblir påväxtfria, men upplösningen av koppar måste då motsvara minst $5 - 10 \text{ mg Cu/dm}^2$, dag. Om Cu-utlösningen, dvs korrosionen undertrycks, t ex genom katodiskt skydd eller tillsats av vissa legeringsämnen (0,4% Fe i CuNi 70/30) kan påväxt utvecklas även på normalt påväxtresistenta legeringar.

Det kan noteras att för antifoulingfärger baserade på Cu(I)-oxid $5 - 10$ ggr lägre Cu-utlösning än vad som ovan nämnts förefaller vara tillräcklig för god växtavvisande effekt.

Med få undantag har den korrosion i samband med påväxt som direkt kunnat knytas till bestämda arter och individer orsakats av havstulpaner (balanider), i synnerhet döda eller dåligt fästa exemplar. Av övriga arter har endast havsmaskar (sepulider) och mossdjursarten Bugula nämnts sporadiskt. Det påfallande sambandet mellan havstulpaner och lokal korrosion kan möjligen förklaras av havstulpanens byggnad, som ger utpräglade möjligheter till spaltbildning vid basen.

5.3.3 Korrosion vid påväxt i kylsystem

Korrosion orsakad av påväxt och avlagringar förekommer alltid tillsammans med annan korrosion i kylsystem. Det är svårt att bedöma hur stor del av den totala korrosionen som har biologiskt ursprung i synnerhet om organismen som initierade skadan avlägsnats av vattenströmning eller rengöring.

Vid inspektion av 4 svenska kärnkraftverk (havsvattenkylda värmeväxlare) befanns korrosionsskadorna i direkt anslutning till den påväxt som fanns vid inspektionstillfället vara mycket få.

Sådana korrosionsskador förefaller allmänt vara mindre allvarliga i praktiken än driftsstörningar av andra anledningar.

Den betydligt aggressivare kemiska miljö som kan uppstå vid nedbrytningen av döda organismer förefaller däremot ofta ha förbisetts. De svavel- och kvävehaltiga sönderdelningsprodukterna av bl a aminosyror, som vid provplåt exponeringar och även i kylsystem i drift snabbt spädas ut, kan vid stillestånd lokalt nå höga koncentrationer.

Även utan att direkta skador omedelbart iakttages kan skyddande oxidskikt lokalt ersättas av sulfider, vilket medför allvarlig risk för erosionskorrosion under en följande driftsperiod.

5.3.4 Åtgärder mot påväxt

Av det stora antal metoder och medel mot påväxt som har föreslagits har endast en mindre del fått praktisk användning. Motåtgärderna kan indelas i följande huvudgrupper:

- mekaniska, t ex rensning, silar, galler
- fysikaliska, t ex temperaturhöjning, uttorkning, elektriska strömmar
- kemiska, t ex biocider (i princip även antifoulingfärger), klorering

Åtgärder mot påväxt sätts ofta in först då funktionsstörningar genom igensättningar och försämrade värmeöverföring blir påtagliga och vidtagas sällan enbart med tanke på korrosionsrisken.

Med tanke på både drifts- och behandlingsekonomi är åtgärder

som hindrar organismerna att få fotfäste att föredraga.

Ur korrosionssynpunkt förefaller alla metoder som dödar påväxten utan att den snarast också avlägsnas medföra en betydligt större risk än påväxten som sådan.

Genom kartläggning av den naturliga påväxten på platsen, som också inom ett litet område kan variera påtagligt med vattendjup, bottenkaraktär och strömmar, kan man undvika intag vid naturliga yngelplatser.

Lämpligt placerade rensverk, galler och silar samt hänsyn till god konstruktionspraxis, t ex lämpligt materialval, konstruktiv utformning så att stillastående vatten, för höga vattenhastigheter, spalter och svåråtkomliga ställen undviks, har alla stor betydelse.

Användning av påväxtförhindrande färger ("anti-fouling") anses ej tillämpbar i rörsystem.

Den mest använda metoden för att undvika påväxt på andra material än kopparlegeringar är klorering. En dosering om 0,1 - 0,5 ppm klor anses tillräcklig under påväxtperioden och den skall insättas innan någon påväxt börjat.

Beläggning med ett ytterst tunt skikt Tc-99, som förhindrar påväxt och korrosion genom elektronavgivning, tycks vara tillämpbar på ytor i kontakt med havsvatten.

Om väl påväxt startat kan rensning ske med både manuella och automatiska metoder.

5.3.5. Risk för påväxt

Påväxtrisen i svenska kustvatten betraktas om måttlig, i Östersjön som liten p g a den där för flertalet marina påväxtorganismer alltför låga salthalten. Vid vattenintag från större djup minskar påväxtaktiviteten ytterligare.

Blåmusslor och arter av havstulpaner förekommer dock upp till mellersta Östersjön. Påväxtperioden är begränsad till mars - oktober.

Påväxt i kylsystem betraktas i praktiken som driftsproblem genom igensättningar och försämrade värmeöverföring. Som korrosionsskador har i första hand erosionskorrosion i blockerade värmeväxlartuber noterats.

5.4 Konstruktion och materialval

Genomgången litteratur utvisar att den förhärskande värmeväxlarkonstruktion som användes är tubvärmeväxlaren. Ett fåtal andra typer, t e x lamell- resp plattvärmeväxlare förekommer också och användes i ökande antal.

5.4.1 Plattvärmeväxlare

Plattvärmeväxlare tillverkas i en rad material såsom Almässing, SIS 2343, SIS 2333, Incoloy 825, Hastelloy C och titan.

Dessa material är bortsett från Al-mässing icke känsliga för erosionskorrosion.

Titan är det bästa alternativet när det gäller användning i havsvatten och bräckt vatten.

Alfa-Laval AB tillverkar havsvattenkylda plattvärmeväxlare i två standardmaterial, nämligen Al-mässing och titan. Inga garantier lämnas för Al-mässing vad gäller korrosion medan garanti lämnas för ren titan vid max 100°C arbetstemperatur. Förutom goda egenskaper vad gäller allmän korrosion uppträder på titan ej punktfrätning eller spaltkorrosion. Erosionskorrosion uppstår ej vid vattenhastigheter upp till 20 m/sek. Det bör ej uteslutas att legeringar av typen "rostfritt" kan utvecklas som har tillfredsställande korrosionsbeständighet och kan ersätta dyrbar svåråtkomlig titan.

5.4.2 Tubvärmeväxlare

Konstruktionsmässigt består tubvärmeväxlaren av tuber, tubplåtar, vattenkammare för in- och utlopp samt mantel.

Tuber

Tuberna är den mest kritiska komponenten. Cu-legeringar motsvarar vanligen de anspråk som ställs på värmeväxlare utom där onormala driftsbetingelser föreligger, t ex påtaglig kylvattenförorening av svavelväte- eller ammoniaktyp.

I Sverige dominerar Al-mässing kraftigt som tubmaterial. Konventionella tublegeringar är aluminiummässing CuZn20Al2 med en liten halt av As som avzinkningsinhibitor samt kopparnickellegeringar med 10 resp 30% Ni med tillsats av Fe. Denna sistnämnda tillsats ökar erosionshårdigheten men minskar Cu-utlösningen till under gränsen för påväxtresistens.

Vad gäller erosionskorrosionshårdigheten anses endast mindre skillnad föreligga mellan Al-mässing och Cu90Ni10 till den sistnämndas fördel medan Cu70Ni30 har högre hårdighet.

Risken för erosionskorrosion och kavitation bör beaktas då det gäller de vanliga tubmaterialen Al-mässing och Cu90Ni10. Om strömningshastigheten tillåts överskrida ca 2 m/sek är erosionsrisken stor.

Bästa korrosionshårdighet tillmäts titan. Rostfria tuber rekommenderas ej.

Tubplåtar

För tubplåtar brukar i kombination med de mest använda tubmaterialen Muntz metall, CuZn40Pb, eller marinmässing, CuZn38Sn1, då dessa tubplåtmaterial är oädlare än tuberna, som därigenom får ett visst katodiskt skydd.

Al-brons och rostfritt stål är lämpliga som tubplåtar i kombination med titantuber.

Vattenkammare

Vattenkammare utföres vanligen i gjutjärn eller kolstål som skyddas med något organiskt material mot korrosion. Påvulkaniserat gummi i kombination med katodiskt skydd uppges ge tillfredsställande resultat.

Austenitiskt gjutjärn (Ni-resist) uppges vara ett bra materialval för vattenkammare då det korroderar långsamt och samtidigt ger skydd åt tubplåtar och tubinlopp.

Om speciella krav ställas på korrosionshärdighet har som vattenkammarmaterial använts rödmetall, Sn- eller Al-brons och CuNi.

Mantlar

Till mantlar väljes oftast billiga material -gjutjärn eller kolstål - som brukar målas med färg eller gummeras. Gummerat stål i kombination med katodiskt skydd anses vara den bästa lösningen.

Resistens mot påväxt	Korrosionshårdighet under påväxt (=spalter)	Korrosionsrisker med koppar innehållande antifoulingfärg
Bäst Koppar 90-10 kopparnickel	Helt immun	Behöver ej målas Koppar 90-10 kopparnickel Mässing Brons
Bra Mässing Brons	Bra	Ingen korrosions-skada Titan Monel 400 Al-brons 70-30 kopparnickel Ni-Cr-Mo-legering
Måttlig 70-30 kopparbickel Al-brons Zink (varmförzinkat stål) Nobel 400	Måttlig	Allmän korrosion Kolstål
Dållig Kolstål Rostfria stål Ni-Cr-Mo-legering Titan Gjutjärn	Dållig	Lokala angrepp under färg Rostfria stål Aluminium
	Mycket dållig	Aluminium Rostfria stål

Fig. 5.1 PÅVÄXTRESISTENS OCH KORROSIONSHÄRDIGHET UNDER PÅVÄXT FÖR OLIKA METALLER

På fartyg finns värmeväxlare som har många likheter med värmeväxlare för värmepumpinstallationer. Både platt- och tubvärmeväxlare förekommer. De förstnämnda vanligen av titan och de senare av kopparnickellegeringar. I kylfartyg utförs på brinesidan såväl förångaren som rörsystemet av kolstål när saltlösning används som köldbärare.

Från ett antal fartygstyper inom Salénflottan, som är inordnade i ett systematiserat underhållssystem, har uppgifter om driftstörningar och serviceåtgärder på värmeväxlare plockats fram och bearbetats. Materialet omfattar både tub- och plattvärmeväxlare för skilda applikationer, huvudsakligen kondensorer och oljekylare. Tub värmeväxlare överväger i statistikmaterialet. Totalt omfattar statistikmaterialet ca 53 fartygsår och 12 fartyg under perioden 1972-78. Antalet apparater (enheter) i studien utgör 100 st eller ca 425 apparatår.

Materialet har ej detaljstuderats med avseende på frekvens av driftstörningar som funktion av storlek, materialval etc utan bearbetats i klump för alla plattvärmeväxlare resp alla tubvärmeväxlare. Det samlade resultatet torde bäst illustrera värmeväxlares driftsäkerhet och servicebehov i stort. I fig 5.2 har materialet presenterats för tubvärmeväxlare resp plattvärmeväxlare med uppdelning på olika slag av service eller åtgärd och typ av fel eller störning.

Som framgår har tubvärmeväxlare visat väsentligt högre felfrekvens genom tubläckor och reparation eller andra åtgärder i gavelplåtar. Frekvensen av påväxt, avlagring och rengöring är ungefär lika. Om anodbyten räknas bort ur tubvärmeväxlarstatistiken har tubvärmeväxlare ca 1,8 gånger fler fel än plattvärmeväxlare. Vid bedömning härav bör beaktas att statistiken är ofullständig och rapportunderlaget för plattvärmeväxlare är förhållandevis litet. En annan studie av kostnaderna för centralkylarsystem som gjorts inom SSF visar att systemkostnaderna är relativt oberoende av om platt- eller tubkylare används men kostnadernas fördelning är olika såtillvida att plattkylaren jämfört med tubkylaren har högre anskaffningskostnad men lägre drift- och underhållskostnad. Livslängden och driftsäkerheten bedöms dock vara högre för plattkylaren.

Figur 5.2

Tubvärmväxlare i fartyg

Underlag:

84 apparater
350 apparatår

	frekvens antal/100 apparat- år					
	förebyggande underhåll	avhjälpande underhåll	driftavbrott	klassning	garanti	summa
Tuber						
läckage, pluggning	4	14	5		1	24 6,9
läckage, byte		3			1	4 1,1
påväxt, avlagring, igensättning	7	7				14 4,0
korrosion						
sköljning	4	18				22 6,3
Mantel, gavlar						
korrosion, rep av beläggning	3	3		1		7 2,0
korrosion, rep eller byte	1	6		1	4	12 3,4
anodbyte	18	9		2		29 8,3
Summa	37	60	5	4	6	112 32,0

Plattvärmväxlare i fartyg

18 apparater
75 apparatår

Plattor

läckage
byte
påväxt, avlagring, igensättning
korrosion
rengöring

	förebyggande underhåll	avhjälpande underhåll	driftavbrott	klassning	garanti	summa
Summa	3	4	2	1		10 13,3

5.6 Korrosion - påväxt - materialval, sammanfattning

Ett begränsat antal material eller materialkombinationer framstår som acceptabla med hänsyn till havsvattnet, brinevätskan, påväxt-risken och tillverkningsmässig hänsyn.

5.6.1 Plattvärmväxlare

För plattvärmväxlare framstår för närvarande endast titan som helt tillfredsställande, aluminiumbrons möjligen acceptabelt. Titan kan användas tillsammans med brinevätska av kloridtyp, vid aluminiumbrons måste däremot som värmebärare användas glykolblandning eller motsvarande. I plattvärmväxlare av titan är påväxten akut, klorering bör därför finnas tillgänglig. Kloreringen behöver sannolikt bara tillgripas under sommarhalvåret.

5.6.2 Tubvärmväxlare

I tubvärmväxlare för havsvattenbruk används kopparnickel 70/30 med gott resultat. Befintlig erfarenhet från marina installationer kan därför användas. Tubvärmväxlare av kopparnickel fordrar dock att andra värmebärare än saltlösningar används. Tubvärmväxlare av titan är numera tillverkningsmässigt möjliga men torde bli ekonomiskt ogynnsamma. Klorering behöver normalt ej förutses för värmväxlare av kopparnickel men är nödvändig för värmväxlare av titan.

5.6.3 Rörvärmväxlare (tub)

För havsförlagd värmväxlare är kopparnickel 70/30 lämpad såväl genom sin resistens mot korrosion i havsvatten som genom den måttliga påväxtrisken. En icke-korrosiv värmebärare måste dock användas. I ett lågkostnadsalternativ förefaller det också tänkbart att använda kolstål som är resistent mot kloridlösningar. På tubernas havsvattensida måste då korrosionsskydd ordnas t ex genom zinkanoder. Påväxt måste därutöver förhindras antingen genom klorering vilket kan vara svårt att ordna i detta fall eller genom målning med giftfärg. Moderna "anti-fouling"-färger som utvecklats för sjöfarten och som kan medge intervall i storleksordningen 3 - 5 år mellan bottenmålningarna på stora fartyg borde kunna ge långvarigt skydd under de relativt gynnsamma betingelser det här är fråga om.

5.6.4 Rörvärmeväxlare (slang)

Olika plastmaterial har olika åldringsbeständighet, speciellt i svår miljö. PVC och polyeten har dock god beständighet och kan ges tillräckligt goda mekaniska egenskaper för att fungera som värmeöverföringsytor i havsförlagda värmeväxlare. Polyeten har något sämre åldringsbeständighet än PVC men har i gengäld ca dubbelt så god värmeledningsförmåga vilket är väsentligt för den aktuella applikationen. Polyester har utmärkta egenskaper för t ex armatur, fördelningslådor etc i en plastvärmeväxlarinstallation.

Ur beväxningssynpunkt är plasterna ej särdeles gynnsamma men ej heller sämre än de flesta metaller. Målning med giftfärg borde vara ett acceptabelt sätt att uppnå tillfredsställande service med plastvärmeväxlare, i kombination med arrangemang som utesluter dagsljus.

6. JÄMFÖRELSE MELLAN OLIKA VÄRMEVÄXLARTYPER

6.1 Värmeövergång i värmeväxlare - kort sammanfattning

En värmeväxlares värmeflöde är i princip ett enkelt samband av formen

$$P = k \cdot A \cdot \Theta_{\ln}$$

där P = överfört värmeflöde

k = värmegenomgångstal

A = den värmeutbytande ytan

Θ_{\ln} = den logaritmiska medeltemperaturdifferensen mellan medierna.

Beroende på omständigheterna kan värmeövergången räknas hela vägen från det ena mediet till det andra eller t ex i en förångare till skiljeväggen, varvid dock denna temperatur måste kunna beräknas eller uppskattas. Vanligen räknas för vätska/vätska hela värmeövergången i ett steg, varvid korrektioner görs, t ex för att den värmeutbytande ytan ej är lika stor mot båda medierna.

Värmegenomgångstalet, k -värdet, beräknas med hänsyn till alla faktorer på båda sidor av skiljeväggen. Värmeövergången på vätskesidan utgör en blandning av ledning och strömning genom ett laminärt gränsskikt och därutanför, beroende på strömningshastigheten, mer eller mindre turbulent strömning. Det största värmeövergångsmotståndet finns i det laminära gränsskiktet, men de beräkningsmodeller som normalt tillämpas tar endast hänsyn till den totala värmeövergångssituationen från ostörd vätska till vägg. Ytterligare värmeövergångsmotstånd kan finnas vid väggytan i form av avlagringar som smuts, bevuxning eller is. I själva väggmaterialet sker värmegenomgången genom ledning som lätt kan beräknas. Värmemotståndet i själva väggen är relativt sett litet jämfört med övriga värmemotstånd, i synnerhet i väggmaterial av metall. Om väggmaterialet är plast kan dock även väggens värmemotstånd få inverkan på totala värmeövergångstalet. Temperaturfördelningen genom en värmeväxlarvägg illustreras i fig 6.1.

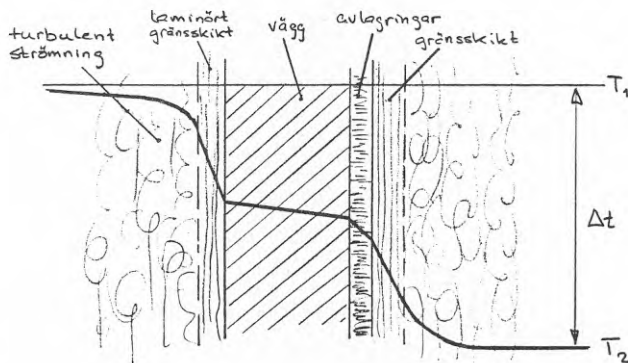
Värmeövergångstalet då flera faktorer är inblandade beräknas genom att dess inverterade värde, värmemotstånd, beräknas som summan av värmemotstånden i varje steg i värmeströmmens riktning. Totalt erhålles då uttryck av formen

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_{inv}} + \frac{\delta_v}{\lambda_v} + \frac{\delta_s}{\lambda_s} + \frac{\delta_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{1}{\alpha_{utv}}$$

där α är värmeövergångstalen vid ytorna

δ är tjocklekar av vägg, smutslager och islager

λ är värmeledningstalen för resp vägg, smutslager och islager



Figur 6.1 Temperaturfördelning genom en värmeväxlarvägg

Värmeövergångstalen mellan vätska och vägg bestäms av vätskans strömingshastighet, viskositet, värmeledningstal, specifika värme mm enligt samband som utvecklats teoretiskt och empiriskt. Ett antal modeller finns för beräkning av värmeövergångstalet med hänsynstagande till dessa parametrar. Alla sådana beräkningar är emellertid behäftade med olika grad av onoggrannhet och utveckling av exaktare beräkningsmetoder pågår alltjämt. De vedertagna beräkningsmodellerna utgår alla från ett antal dimensionslösa karakteristiska tal, i första hand:

Reynolds tal	$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$
Prandtl's tal	$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda}$
Nusselts tal	$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}$

där \bar{v} = strömningshastigheten
 d = diameter eller motsvarande mått
 ν = kinematiska viskositeten
 c_p = spec värme vid konstant tryck
 μ = dynamiska viskositeten
 λ = värmeledningsförmågan
 α = värmeövergångstalet

Vid laminär strömning (Re mindre än 2100) gäller samband av typen

$$Nu = \left[3,65 + \frac{0,068 \cdot Re \cdot Pr \cdot d}{1 + 0,045 \left(\frac{Re \cdot Pr \cdot d}{\nu} \right)^{1/3}} \right] \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_{vägg}} \right)^{0,14}$$

vid turbulent strömning, Re över 7 000, gäller t ex

$$Nu = 0,024 \cdot \left[1 + \left(\frac{d}{L} \right)^{1/3} \right] Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_{vägg}} \right)^{0,14}$$

vilket för aktuella applikationer, vatten med små temperaturdifferenser och litet värde på d/L kan förenklas till

$$Nu = 0,024 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3}$$

Härur kan α -värden beräknas.

För egenkonvektion är beräkningen svårare. Empiriska formler och diagram finns bl a i ref (1). För överslagsberäkningar kan vid låga temperaturer egenkonvektionen från ett horisontellt rör till vatten beräknas ur

$$k = 28,4 \left(\frac{\Delta t}{d} \right)^{1/4}$$

Olika forskare har föreslagit olika konstanter och exponenter i formler av ovanstående typ, vilket återspeglar osäkerheten i beräkningsmetoderna. Tillverkare kan förutsättas ha mera exakta beräkningsgrunder för sina speciella konstruktioner. Vid en fristående beräkning utan faktiska referenspunkter kan ej större noggrannhet än ca 25% förväntas.

Väggmaterialets värmeledningskoefficient är entydigt definierad och utgör t ex 395 för koppar och 0,33 för polyeten. Med t ex 1 mm vägg tjocklek blir k -värdet för kopparväggen 395 000, men bara ca 330 för polyeten, dvs vid användande av plastslang är väggens värmeledningsförmåga en dimensionerande faktor av samma storleksordning som övriga faktorer i det totala värmeövergångstalet.

För avlagrings- och smutsskikt är uppskattningen såväl av skikt tjocklek

som värmeledningsförmåga svårare att göra. I värmeväxlare med forcerad strömning kan skiktjockleken vanligen antagas vara liten, i storleksordningen 0,5 - 1 mm som medelvärde, medan på t ex polyeten-tubers ytteryta ett skikt på ca 2 mm bör inräknas. Värmeledningstalet för avlagringsskiktet kan, då detta utgörs av sedimentprodukter, uppskattas till 2. Under dessa antaganden ger försumtsning ett k-värde på 1 000 à 2 000, dvs av samma storleksordning som övriga ingående faktorer. Ref (1) anger k-värden för olika vätskekvaliteter enligt tabellen i fig 6.2.

Ispåfrysning måste normalt förhindras i tub eller plattvärmeväxlare. Ett tunt islager har emellertid måttlig inverkan på k-värdet, t ex 1 mm is har ett k-värde av ca 2 000.

Ett jämviktstillstånd kan tänkas uppkomma där temperaturfördelningen blir sådan att ytterligare ispåfrysning ej sker. I första skedet sker ispåfrysningen i smutslagret, varvid inte nödvändigtvis värmemotståndet är additiva. Begränsad ispåfrysning skulle eventuellt kunna användas som ett medel att avlägsna smutsavlagringar, förutsatt att islagret kan avlägsnas på ett kontrollerat sätt. Vid användande av plastslang skulle detta eventuellt kunna ske genom tryckstötter i brineströmmen, åstadkomna genom snabba ventilmanöver.

	Vattenhastighet m/s	
	< 0,9	> 0,9
havsvatten	2 900	2 900
dricksvatten	1 450	1 450
bräckt vatten		
rent flodvatten	720	1 450
slamhaltigt flodvatten	470	720
kalkhaltigt vatten	470	470
avloppsvatten	180	240
brine	1 450	1 450
köldmedium	1 450	1 450

fig 6.2

k-värden för försumtsade ytor (temperatur under 50°C), bearbetning ur ref (1)

6.2 Jämförelse mellan olika arrangemang

Ett antal tänkbara arrangemang har studerats och beräknats i bilaga 1. Det har bedömts att några väsentliga skalfaktorer ej finns för värmeväxlare i de aktuella storlekarna varför alla beräkningar gjorts vid en storlek motsvarande en ur havet upptagen värmeeffekt av 1 MW. Övriga parametrar, temperaturdifferens, strömningshastighet, rördiameter har varierats inom det intervall som kan bedömas vara rimligt i praktiken. I viss utsträckning har tillverkarens uppgifter använts i stället för beräkning från grunddata. Följande observationer kan göras utgående från materialet som redovisas i bilaga 1.

6.2.1 Plattvärmeväxlare

Plattvärmeväxlare för havsvattenvärme skiljer sig ej från de typer som kommersiellt finns tillgängliga och som projekteras i stora storlekar, t ex inom OTEC-projekten. Plattvärmeväxlare finns tillgängliga i de material, i första hand titan, som helt eliminerar korrosionsproblemen medan påväxtproblemet måste lösas t ex genom klorering. Målning med giftfärger är knappast aktuellt här då värmeväxlaren arbetar med höga värmeövergångstal och därför är känslig för varje ytskikt som minskar värmegenomgången. Den jämförelse som gjorts i bilaga 1 av kostnaden per kWh inklusive installation, underhåll och pumparbete visar att årskostnaden kan bli lägst om en större värmeväxlare med lägre tryckfall och mindre pumparbete väljes än motsatsen. Av samma skäl tycks det vara fördelaktigt att arbeta med möjligast litet vattenflöde ur vilket större temperaturfall uttages.

För alternativet 30 kPa tryckfall har kostnaden per kWh uppskattats också vid mycket låga temperaturdifferenser. Som framgår av figur 6.3 har kostnaden för värmeväxlarinstallationen ett minimum kring ett uttaget temperaturfall av 2,5° i vätskeströmmarna. De exakta förhållandena är i hög grad beroende av pumparbetet, rörlängder etc och måste optimeras i varje särskilt fall.

I räkneexemplen i bilaga 1 har för pumparbetet räknats elenergi till en kostnad av 20 öre/kWh. Om i stället pumparna drivs från värmepumpens dieselmotor och energiförlusterna tillföres det producerade varmvattnet kan pumparbetet erhållas för ca 12 öre/kWh.

Om anläggningskostnaden förutsättes oförändrad förändras kostnad - temperatur - sambandet så som antytts i den streckade linjen i fig 6.3, dvs det optimala temperatur-fallet genom värmeväxlaren minskar, liksom kostnaden.

Av fig 6.3 framgår vidare att kostnadskurvan har ett utpräglat minimum varför en noggrann optimering är nödvändig i varje särskilt fall.

En landuppställd plattvärmeväxlare kan också tänkas byggas av plastfolieelement nedsänkta i en bassäng. Plastfolieelementen består lämpligen av två sidor, intermittent häftade till varandra och upptill och nertill utformade som rör. Ett erforderligt antal element, vardera om några kvadratmeters storlek är serie- och parallellkopplade på lämpligt sätt och hela arrangementet är anordnat i en bassäng till vilken havsvatten kontinuerligt tillförs. Brinevätskan strömmar i folieelementen och arrangementet är så gjort att övertrycket i folieelementen blir obetydligt högre än det statiska trycket i havsvattenbassängen. På utsidan av folieelementen uppnås i huvudsak egenkonvektion medan i elementen ett brineflöde av ca 0,5 m/s kan upprätthållas. Värmeövergångstal av samma storleksordning som vid polyetenslang med egenkonvektion kan uppnås (se sektion 6.2.2 och 8.2.3), och ca $100 \text{ W/m}^2 \text{ hr}$, som ger en värmeavgivande yta av ca $4\,000 \text{ m}^2$ om havsvattentemperaturen är $+4^\circ$ in och 3° ut och förhållandena i övrigt som i alternativ 3.1.1. Per kubikmeter bassängvolym ryms ca 30 m^2 värmeövergångsyta vilket ger netto bassängvolym ca 135 m^3 , brutto ca 200 m^2 .

Påväxt måste sannolikt förhindras genom klorering, lämpligen i kombination med ett väderskydd som också ger skydd mot dagsljus.

Kostnaden för folieelement av det angivna slaget uppges så låg som $5\text{:}/\text{m}^2$. Om kalkylmässigt $10\text{:}/\text{m}^2$ används och kostnaden för bassängen med tak beräknas till $100\,000\text{:}$ blir kostnaden per kWh = 2,2 öre, dvs likvärdigt med konventionella plattvärmeväxlare.

6.2.2 Tubvärmeväxlare

Anläggningskostnaden för tubvärmeväxlare av konventionellt utförande tycks genomgående vara högre än för plattvärmeväxlare, trots att material med sämre korrosionsbeständighet måste väljas. Förklaringen ligger sannolikt i de sämre möjligheterna att dimensionera materialmängden till rådande låga krav på arbetstryck och att materialmängden i en tubvärmeväxlare vid uppskalning tenderar att öka snabbare än värmeytan.

Även i tubvärmeväxlaralternativet spelar emellertid pump-energikostnaden en väsentlig roll och optimal konfiguration karaktäriseras liksom vid plattvärmeväxlaren av litet tryckfall och litet vätskeflöde (stort temperaturfall i medierna). Kostnaden per upptagen kWh är i storleksordningen 50% högre än på plattvärmeväxlaren. Kostnadsberoendet är antytt i fig 6.3 utan att ha närmare analyserats beträffande beroendet av tryckfall/flöde.

6.2.3 Rör (slang)- värmeväxlare i havet

I detta alternativ har plastslang förlagd i havet med eller utan påtvingad strömning studerats.

Som värmeöverförande yta har antagits en slang av plastmaterial, lämpligen polyeten, utformad tunnväggig och med korrugering för ytförstoring. Diametrarna 100 och 50 mm har beaktats, sådana slangar finns tillgängliga på marknaden. Slangen bör vara svart (koltillsats) för bästa åldringsbeständighet, sådana slangar beräknas ha en livslängd av 40 år.

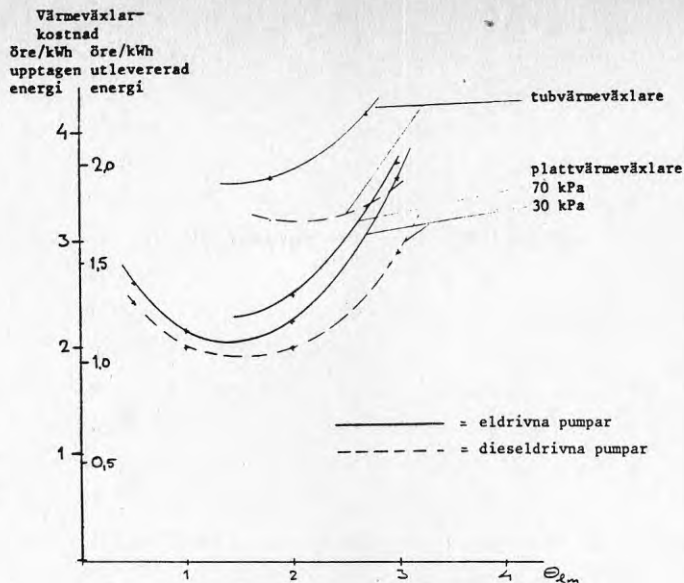
Den erforderliga slanglängden kan tänkas antingen förlagd på havsbotten över en relativt stor yta eller arrangerad mera systematiskt i ett stativ, lämpligen omslutet av en mantel, liknande ett kyltorn. Hela konstruktionen skulle kunna tänkas hänga relativt fritt under en lämplig ponton. Dess nedre öppning når till erforderligt djup för drift under vintertid, ca 40 meter. En tillräcklig strömning av havsvattnet i tornet kan beräknas uppkomma, vintertid nerifrån och uppåt, sommartid uppifrån och neråt, orsakat av avkylningen av vattnet vid kontakt med slangpaketet.

Tornkonstruktionen är givetvis dyrbarare än fri förläggning på havsbotten men kan bedömas ha väsentliga fördelar genom mindre avlagringar på slangen, möjlighet att ta upp eller flytta hela paketet och om konstruktionen utformas så att dagsljus uteslutes, mindre risk för påväxt.

Om arrangemanget med "kyltorn" väljes ligger det nära till hands att stimulera havsvattnets strömning genom tornet. Detta kan tänkasske på olika sätt men effektivast och billigast är sannolikt att arrangera en s k mammutpump, dvs bubbla ut finfördelad luft som ger vattenmassan i tornet en skenbart lägre densitet varigenom den stiger uppåt. Luftbubblingen och det luftblandade vattnets arbetssträcka bör dock arrangeras ovanför slangpaketet då finfördelad luft som häftar vid plastslangarna sannolikt har en nedsättande effekt på värmeövergången.

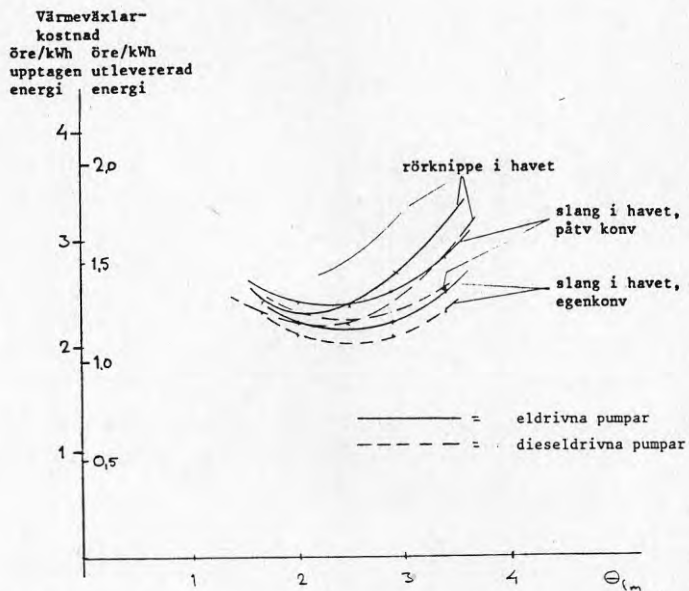
De k-värden som kan uppnås i detta arrangemang synes vara av storleksordningen 100 vid egenkonvektion och 200 vid påtvingad strömning. Om högre strömningshastighet eftersträvas i tornet för erhållande av bättre k-värde blir pumparbetet för stort.

Figur 6.4 illustrerar kostnaden per kWh som funktion av temperaturdifferensen, dels vid egenkonvektion, dels vid påtvingad strömning. För det sistnämnda alternativet har även indikerats situationen om pumparbetet levereras av dieselmotorn. I fallet egenkonvektion står mindre att vinna med detta arrangemang genom att pumparbetet är förhållandevis mindre.



Värmeväxlarkostnad, platt- och tubvärmeväxlare,
som funktion av medeltemperaturdifferensen.

fig 6.3



Värmeväxlarkostnad, havsförlagda värmeväxlare, som
funktion av medeltemperaturdifferensen

fig 6.4

Som synes visar räkneexemplet en liten fördel för egenkonvektionsfallet, trots att detta kräver större slanglängd. Kostnaden för drift av kompressorn i fallet med påtvingad strömning uppväger helt den ökade slangkostnaden. Kompressorbehovet har sannolikt beräknats i överkant. Stor osäkerhet råder också beträffande kostnaden för "kyltornet" varför resultatet ej bör tolkas så att egenkonvektion i specifika projekt alltid är bättre.

6.2.4 Rör (tub) - värmeväxlare i havet

I detta alternativ har en tubvärmeväxlare, förlagd i havet, studerats. Värmeväxlaren har formen av ett vertikalt tubknippe i vilket brinevätskan cirkulerar, omgivet av en mantel utan gavlar, som styr en påtvingad havsvattencirkulation, vintertid från bottenvattnet uppåt, sommartid från ytvattnet neråt. Tubknippet har sådan längd att nedre öppningen i vertikalt läge når ner till 4°C-nivån.

Som värmeöverförande yta har antagits kopparnickelrör, diameter 35 mm och som tillsammans bildar passagen för brinevätskan. Havsvattnet forceras i motström på tubernas yttersida med hjälp av en propeller, driven av en hydraulmotor eller liknande arrangemang. Hela konstruktionen kan tänkas hängande under en ponton, lämpligt förankrad.

De k-värden som kan uppnås i detta arrangemang är av storleksordningen 1 000 vid strömningshastighet kring 1 m/s.

Risken för påväxt och avlagringar kan bedömas som liten i det vertikala arrangemanget. Å andra sidan är möjligheterna till rengöring eller service också små men det synes rimligt att hela tubknippet kan fås att flyta på vattenytan i luftfyllt tillstånd, varvid man kan tänka sig att manteln kan demonteras sektionvis för åtkomst av tuberna.

Materialvalet för tuberna är något problematiskt eftersom CuNi ej klarar brine av salttyp. Det kan därför vara nödvändigt att välja brinevätska av glykoltyp som emellertid ger något sämre värmeöverföring.

Alternativ	Typ	$\theta_{o,lm}$ °C	Δp kPa	yta m ²	pumpeff, kW hav+brine	Värmeväxlarkostnad x)	
						öre/kWh	öre/kWh
1.1	platt	2	70/80	120	25+28	2,5	2,1
1.2	"	3	70/80	100	57+56	3,7	2,8
1.3	"	2	30/30	185	19+22	2,3	2,0
1.3.1	"	1	30/30	276	13+15	2,2	2,0
1.3.2	"	0,5	30/30	550	12+13	2,6	2,4
1.4	"	3	30/30	170	45+44	3,6	2,9
2.1	tub	1,6	60/90	600	25+30	3,6	3,2
2.2	"	2,4	25/80	400	40+55	4,2	3,3
3.1.1	} slang i havet, egenk.	(2,9	-/80	3600	0+15	2,3	2,2
3.1.2		(2,9	-/80	3280	0+15	2,2	2,1
3.1.2.1		(3,4	-/80	2800	0+30	2,5	2,3
3.1.2.2		(2,0	-/90	4800	0+11	2,2	2,1
3.2.1	} slang i havet, påtv. konv.	(2,9	<1/80	1930	10+15	2,5	2,3
3.2.1.1		(3,4	<1/80	1640	10+30	2,8	2,5
3.2.1.2		(2,0	<1/88	2800	10+10	2,4	2,3
3.2.2		(2,9	<1/80	2250	10+15	2,4	2,2
3.2.3)	(2,9	<1/80	2080	10+15	2,5	2,3
4.1	} rör- knappe i havet	(2,5	11/9	417	6+16	2,4	2,2
4.1.1		(2,5	44/34	417	24+21	2,8	2,5
4.1.2		(3,0	11/5	348	6+30	2,7	2,4
4.1.3		(1,7	11/19	610	6+11	2,4	2,3
5.	slang m ispåfrys.	1,7	-/80	3000	0+15	1,9	1,8

x) = energikostnad om vatten och brinepumparna drivs av dieselmotorn.
värmeväxlarkostnaderna är relaterade till ur havet upptagen
energimängd.

figur 6.5

Värmeväxlaralternativ, karaktäristiska data.

Alternativt bör detaljstuderas om rörknippet kan göras av rör i kolstål, som är korrosionsbeständigt mot neutraliserad saltvarvid rörens havsvattensida skyddas med zinkanoder. Detta arrangemang skulle något minska kostnaden. lösning

Fig 6.4 illustrerar kostnaden per kWh som funktion av temperaturdifferensen och strömningshastigheten. Eftersom pumparbetet är relativt litet blir vinsten genom att driva pumparna från dieselmotorn begränsad. Alternativet ligger som synes på en jämförd med övriga alternativ intressant kostnadsnivå, ca 2,4 öre/kWh vid en medeltemperaturdifferens av ca 2°C och en temperaturstegring i brinevätskan av ca 3°C.

6.2.5 Förångare direktvärm� av havsvattnet

Om förångaren kan värmas direkt med havsvattnet elimineras ett värmeväxlarsteg och därmed sammanhängande kostnader. Samtidigt kan förångartemperaturen höjas och därmed värmepumpanläggningens värmefaktor.

Värmeväxlare som är förångare måste tveklöst vara placerade på land och både platt- och tubvärmeväxlare är tänkbara. Nyutvecklade plattvärmeväxlare för förångarapplikationer kan beräknas ha ett k-värde av ca 3 000 vid en logaritmisk medeltemperaturdifferens av 5°C eller mera och blir därigenom kompakta. Tubvärmeväxlare blir även här större men materialproblemet minskar genom att brinevätskan elimineras.

Frysrisken begränsar i viss mån friheten att välja temperaturer i denna variant. Samtidigt är en temperaturdifferens i storleksordningen 5°C nödvändig för att förångningen skall fungera med ett acceptabelt k-värde. Vid en inkommande vattentemperatur av 4°C och 2°C temperaturfall borde en förångningstemperatur av -2°C kunna tillåtas utan ispåfrysning. Därvid skulle en medeltemperatur av 4,9°C kunna uppnås. Marginalerna blir emellertid små och en sänkning av ingående vattentemperatur till 3°C skulle med säkerhet leda till frysning. Det torde i praktiken vara orealistiskt att räkna med denna variant. För att belysa konsekvenserna görs en beräkning med -1°C förångningstemperatur, 4 - 2°C

vattentemperatur, medeltemperaturdifferens $3,9^{\circ}\text{C}$.

En plattvärmväxlare kan förutses ha ett k-värde av 2 000 vid denna temperaturdifferens vilket ger en yta av 130 m^2 och ett pris av 180 000:-. För tubvärmväxlare kan förutses ett k-värde av 1000 och större yta men i stort samma kostnad.

För jämförelse med havsvärmväxlaralternativen kan förändringen i anläggningkostnad betraktas. Förångaren som arbetar direkt från havsvattnet får en lägre medeltemperaturdifferens och blir därigenom större och dyrare. I gengäld utgår en värmväxlare och tillhörande pump och rörsystem. Med utgångspunkt från plattvärmväxlaren i alternativ 1.3 kan följande uppskattning göras.

Med brine värmväxlare

havsvärmväxlaren, $\Theta_{1m} = 2$, $k = 3\ 500$,

$$A = \frac{10^6}{2 \times 3500} = 143\text{ m}^2, \text{ kostnad } 190\ 000\text{:}-$$

förångare, $\Theta_{1m} = 6$, $k = 3\ 000$

$$A = \frac{10^6}{6 \times 3000} = 55\text{ m}^2, \text{ kostnad } 90\ 000\text{:}-$$

brinepump mm

40 000:-

Summa 320 000:-

Utan brinevärmväxlare

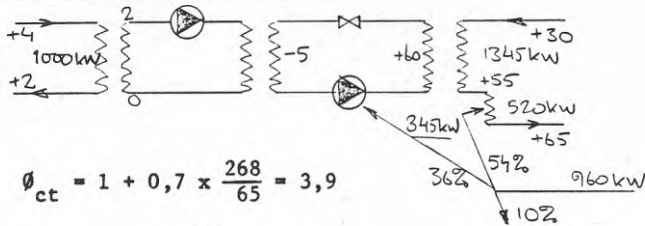
förångare, $\Theta_{1m} = 3,9$ $k = 2\ 000$

$$A = \frac{10^6}{3,9 \times 2\ 000} = 130\text{ m}^2 \text{ kostnad } 180\ 000\text{:}-$$

På anläggningssidan minskar kostnaden således med 140 000, annuiteten minskar med 19000, elkostnaden med 19 000, underhållet med 5 000, totalt minskning av årskostnaden med 43000 till 115 000, motsvarande 1,6 öre/kWh, en minskning med 0,7 öre/kWh från värmväxlarkostnaden i alternativ 1.3 som är 2,3 öre/kWh.

Alternativen med och utan havsvattenvärmeväxlare bör också jämföras i sitt totala sammanhang vilket under förenklade antaganden kan göras enligt följande.

Med brinevärmeväxlare



$$\phi_{ct} = 1 + 0,7 \times \frac{268}{65} = 3,9$$

$$\text{motoreffekt} = \frac{1000}{2,9} = 345 \text{ kW}$$

$$\gamma_{\text{diesel}} = 0,36, \text{ förluster } 0,10, \text{ återvinningsbart } 0,54$$

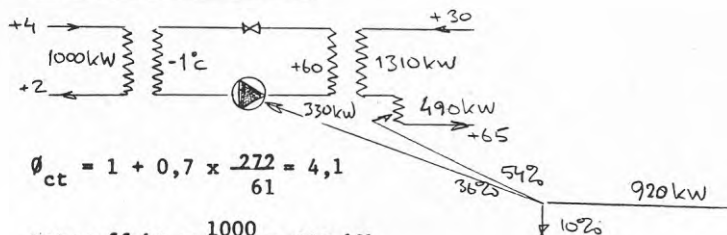
$$\text{nyttiggjort spillvärme} = \frac{345}{0,36} \times 0,54 = 520 \text{ kW}$$

$$\text{uteffekt} = 1865 \text{ kW}$$

$$\text{tillförd bränsleeffekt} = \frac{345}{0,36} = 960 \text{ kW och pumpeff } 41 \text{ kW}$$

$$\text{total värmepumpfaktor} = \frac{1865}{960 + 41} = 1,86$$

Utan brinevärmeväxlare



$$\phi_{ct} = 1 + 0,7 \times \frac{272}{61} = 4,1$$

$$\text{motoreffekt} = \frac{1000}{3,1} = 330 \text{ kW}$$

$$\text{nyttiggjort spillvärme} = \frac{330}{0,36} \times 0,54 = 490 \text{ kW}$$

$$\text{uteffekt} = 1820 \text{ kW}$$

$$\text{tillförd bränsleeffekt} = \frac{330}{0,36} = 920 \text{ kW och pumpeff } 19 \text{ kW}$$

$$\text{total värmepumpfaktor} = \frac{1820}{920 + 19} = 1,94$$

Med direktvärmeförångare uppnås således att bränsleförbrukningen minskar $\frac{960 - 920}{1865 - 1820} = 4,2\%$ medan samtidigt uteffekten minskar $\frac{960}{1865} = 2,4\%$

Om en grov uppskattning görs att anläggningens årskostnad uppgår till 980 000 varav bränslet utgör 550 000 i fallet med brine värmeväxlare fås på samma sätt årskostnaden utan brine värmeväxlare = 950 000 varav bränslet 525 000.

Totalkostnaden per producerad kWh blir då, med brine värmeväxlare

$$\frac{980\ 000}{1865 \times 7000} = 7,5 \text{ öre/kWh}$$

och utan brine värmeväxlare

$$\frac{950\ 000}{1820 \times 7000} = 7,4 \text{ öre/kWh}$$

Bränsleförbrukningen per utvunnen kWh blir med brine värmeväxlare $\frac{960}{1865} \times \frac{860}{10,500} = 0,042 \text{ kg}$ och

$$\text{utan} = \frac{920}{1820} \times \frac{860}{10,500} = 0,041 \text{ kg}$$

I de fall där förångaren kan värmas direkt med havsvatten ger detta således en liten förbättring både i produktionskostnaden och i relativa bränsleförbrukningen. Fördelarna tycks emellertid ej uppväga den funktionsmässiga tveksamhet som denna variant är behäftad med.

Eftersom ingående vattentemperatur ofta är för låg vore det tänkbart att använda en del av spillvärmets från dieselmotorn för höjning av ingående vattentemperaturen. Detta är uppenbart oekonomiskt, ett enkelt överslag ger vid handen att om 3-gradigt havsvatten utnyttjas och värms till + 4°C genom återföring av 500 kW spillvärme ökar värmepumpens effektbehov till 530 kW, dvs en 50% ökning, och totala värmepumpfaktorn sjunker till ca 1,6. Jämfört med detta alternativ blir system med värmebärarsystem alltid fördelaktigare.

6.2.6 Värmeväxlare vid små temperaturdifferenser

Om tillgänglig vattentemperatur är mindre än $+4^{\circ}\text{C}$ som använts i de nominella jämförelserna ökar dimensionerna på värmeväxlaren. Samtidigt ökar vätskeflöden och pumparbeten. För belysning av effekterna av detta förhållande betraktas en brinevärmeväxlare dimensionerad för ingående vattentemperaturer mellan $+4^{\circ}\text{C}$ och $+1^{\circ}\text{C}$. Utgående vattentemperaturen varierar inom tillämpliga gränser. Brinevätskans ingående temperatur antages i alla varianter vara $\frac{1}{2}^{\circ}\text{C}$ för att ge en liten marginal mot ispåfrysning. Värmeväxlaren förutsättes dimensionerad för samma k-värde och väsentligen samma tryckfall i alla varianterna.

Om en plattvärmeväxlare liknande den i alternativ 1.3 betraktas erhålles under schablonmässiga antaganden de temperaturenergi-kostnadsrelationer som framgår av tabellen i figur 6.6 och diagrammet i figur 6.7. I diagram 6.7 har också indikerats effekten av värmeväxlaren på den totala värmeenergikostnaden som den beräknats i avsnitt 6.2.5 och med hänsyntagande till att också systemets förångare blir dyrare vid större brineflöden medan resten av systemet är väsentligen oförändrat. Kostnaden i fig 6.6 och 6.7 bygger på förutsättningen att pumparbetet åstadkommes med elkraft à 20 öre/kWh.

Om i stället pumparna drivs av dieselmotorn uppnås vid de stora pumpeffekterna väsentlig kostnadsreducering. Effekterna är emellertid så stora att hela maskineriets storlek påverkas varför en total beräkning ligger utanför projektets ram. Ett överslag avseende alternativet med 2°C vattentemperatur visar på en kostnadsreducering från 4,0 öre/kWh till 3,6 öre/kWh.

Som framgår av fig 6.7 är driftalternativ med t ex 2° ingående vattentemperatur ej helt uteslutna ur ekonomisk synpunkt men en noggrannare systemanalys och kostnadsberäkning är erforderlig.

Effekt av variation av havsvattentemperaturen

Bas = alternativ 1.3 p = 30 kPa A = 185 m²

$t_h = 2^\circ\text{C}$ $t_b = 2^\circ\text{C}$ $\theta_{1m} = 2^\circ\text{C}$

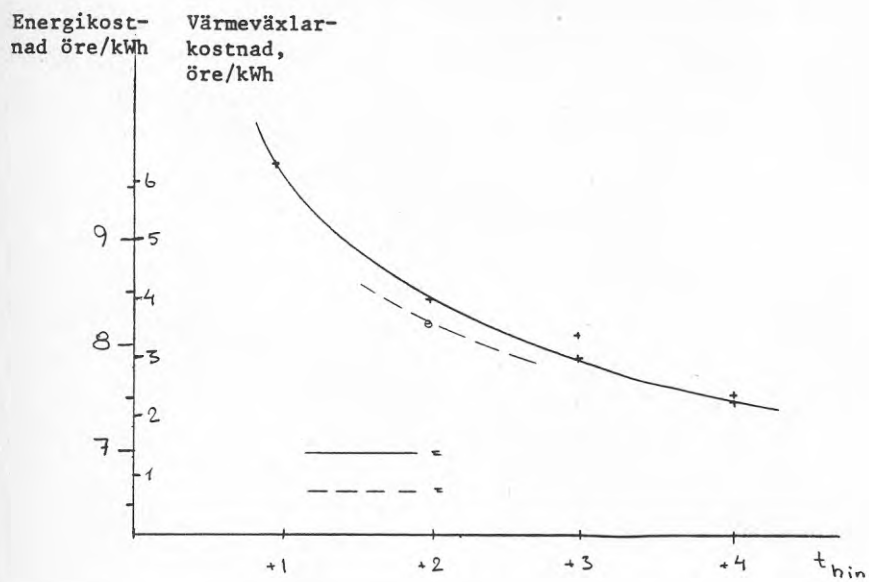
$Q_h = 0,12 \text{ m}^3/\text{s}$ $Q_b = 0,14 \text{ m}^3/\text{s}$

k = 2700 kostnader i 1000 kr

Variant	t_{hin}	t_{hut}	t_{in}	t_{but}	θ_{1m}	A	Q_h	Q_b	K_x	$K_{\text{pump etc}}$
a	+ 4	+ 2	0	+ 2	2	185	0,12	0,14	240	100
b	+ 4	+ 1	0	+ 2	1,4	265	0,08	0,14	330	85
c	+ 3	+ 2	0	+ 1	2	185	0,24	0,28	240	170
d	+ 3	+ 1	0	+ 1	1,7	220	0,12	0,28	280	150
e	+ 2	+ 1	0	+ 1	1	370	0,24	0,28	440	170
f	+ 1	+ 0,5	0	+ 0,5	0,5	720	0,48	0,28	850	300

a	merkostnad				merkostnad öre/kWh	värmväxlar- kostnad öre/kWh
	annuitet	el	underh	summa		
	bas	bas	bas	bas	0	2,3
b	+10	-10	+4	+4	0,1	2,4
c	+ 9	+63	+4	+76	1,1	3,4
d	+11	+34	+5	+50	0,7	3,0
e	+36	+63	+16	+115	1,7	4,0
f	+69	+189	+30	+288	4,1	6,4

fig 6.6



Värmeväxlarkostnad som funktion av ingående havsvattentemperatur

fig 6.7

6.2.7 Värmeväxlare med ispåfrysning

Om tillgänglig temperatur i havsvattnet understiger $+ 3^{\circ}\text{C}$ blir möjligheterna att arrangera en effektiv värmeväxlare utan frysrisk snabbt mindre. En värmeväxlare som är avsedd för ispåfrysning kan då vara ett alternativ. Landuppställda tub- och plattvärmeväxlare som fordrar periodisk avisning genom uppvärmning kan knappast vara aktuella för detta ändamål. En landuppställd "ismaskin" har närmare analyserats i ref (14) men p g a de större ismängder som det gäller och frysriskerna i issörjetransportsystemet samt problemet med säsong - deponering av ismängder i storleksordningen tiotals tusen ton har detta alternativ ej närmare studerats här.

En korrugerad polyetenslang som kan fås att expandera under tryckändringar i brineströmmen borde vara idealisk för ispåfrysning, också genom sin släta och beständiga yta.

En polyetenslang av detta slag bör sannolikt ej vara förlagd i ett torn som i alternativ 3 utan fritt utlagd över ett större bottenparti. Den bör dimensioneras att arbeta med ispåfrysning vid vattentemperaturer nära noll och utan ispåfrysning vid högre temperaturer.

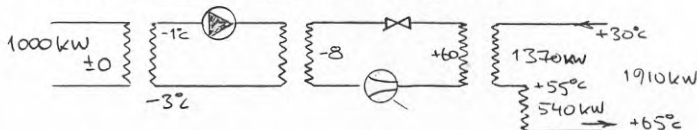
Om brinetemperaturen förutsättes vara in -3°C , ut -1°C bör värmeväxlaren ha full effekt vid vattentemperatur $\pm 0^{\circ}\text{C}$ och ispåfrysning. Av pkt 8.2.5 framgår att detta uppnås med en värmeyta av $3\ 000\ \text{m}^2$ om isen tillåtes frysa på till 5 mm tjocklek varvid också full effekt uppnås utan ispåfrysning om vattentemperaturen är $+ 3,1^{\circ}\text{C}$ eller högre. Vid temperatur under $3,1^{\circ}\text{C}$ sker ispåfrysning i långsammare takt.

Arrangemanget förefaller enkelt och arrangerande av de aktuella slanglängderna i havet bör ej bereda svårigheter. Lämpligen placeras samlingsrören parallella med stranden och slanglängderna löper därifrån ut mot djupare vatten. Vattendjupet är ej kritiskt och servicemöjligheterna bör vara goda. Slangarna lägges lämpligen ut med sänken och flytelement så att de hålls svävande strax ovan botten.

Den mängd is som genereras är ca 10 ton per timme eller under en 100 dagars period under vilken havet är isbelagt ca 25 000 ton. Om denna ismängd flyter upp och fryser samman i området ovanför slangpaketet byggs ett isberg upp med medeltjockleken 8 meter. Praktiska och ekologiska konsekvenser av detta måste beaktas.

Under den del av året då ispåfrysning ej erfordras föreligger sannolikt inga problem. Även här bör emellertid förångningstrycket kunna regleras så att ispåfrysning och avisning tidvis kan utföras för avlägsnande av avlagringar och påväxt.

Arrangemanget uppvisar en värmeväxlarkostnad av 1,9 öre/kWh vilket är det lägsta av alla alternativen. Därtill kommer emellertid att förångaren i detta fall bör arbeta med en förångningstemperatur av -8°C vilket försämrar värmepumpfaktorn. Om samma schablonmässiga beräkningar som i avsnitt 6.2.5 görs fås



$$\phi_{ct} = 1 + 0,7 \times \frac{265}{68} = 3,7$$

$$\text{motoreffekt} = \frac{1000}{2,7} = 370 \text{ kW}$$

$$\text{nyttiggjort spillvärme} = \frac{370}{0,36} \times 0,54 = 550 \text{ kW}$$

uteffekt 1910 kW

$$\text{tillförd bränsleeffekt} = \frac{370}{0,36} = 1030 \text{ kW}$$

pumpeffekt = 15 kW

$$\text{total värmepumpfaktor} = \frac{1910}{1030+15} = 1,82$$

Om på samma sätt en uppskattning av den totala anläggningens årskostnad görs till 1 040 000 varav bränsle 590 000 blir kostnaden per producerad kWh

$$\frac{1040000}{1910 \times 7000} = 7,8 \text{ öre}$$

Kostnaden stiger således från ca 7,5 till ca 7,8 öre/kWh beräknat på likartade grunder men i gengäld ökar driftsäkerhet och antalet

tänkbara lokaliseringar kraftigt genom att anläggningen är nära nog oberoende av vattentemperaturen. Liksom i övriga alternativ har hänsyn ej tagits till den bättre årsmedelkostnaden som erhålles genom att vattentemperaturen i genomsnitt är högre.

6.3 Kommentarer

I detta avsnitt och i bil. 1 har utförts dimensionering och kostnadsuppskattning för de värmeväxlaralternativ som i avsnitt 4 bedömts vara rimliga för havsvattenutvinning. Någon kostnadspåverkande skalfaktor har ej kunnat konstateras för värmeväxlare av de aktuella storlekarna utan värmeväxlarkostnaden under givna betingelser kan förutsättas vara proportionell mot storleken inom det beaktade intervallet, 1-10 MW utlevererad värmeeffekt. Samtliga beräkningar har därför gjorts baserade på en storlek i registrets nedre område, 1 MW ur havsvattnet upptagen effekt.

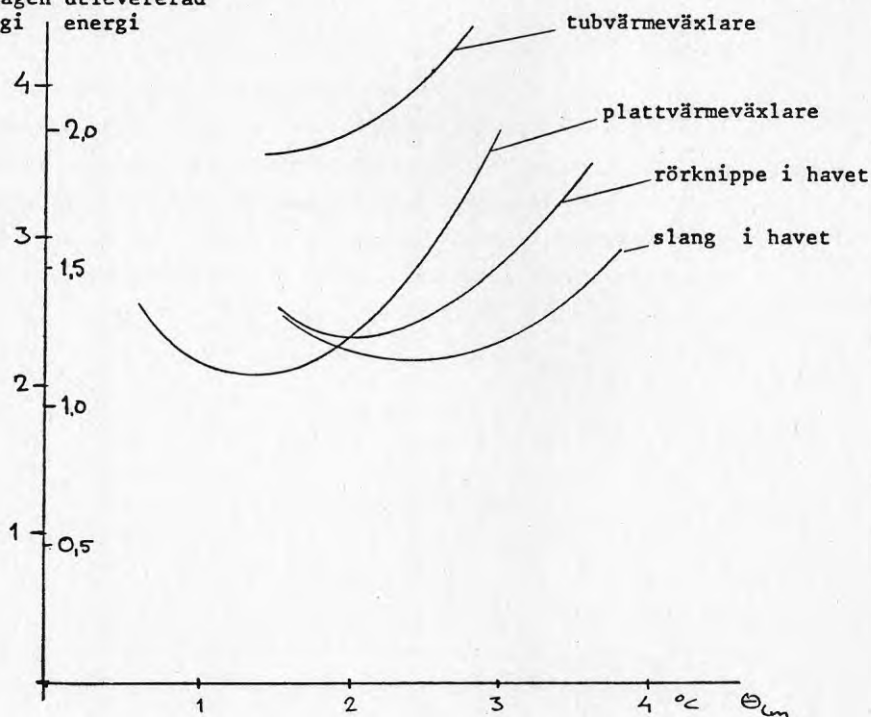
Temperaturer och strömningshastigheter har varierats inom de gränser som är möjliga med utgångspunkt från + 4°C havsvatten med hänsyntagande till ispåfrysning resp avlagringar eller erosion. Andra parametrar såsom rördiametrar, material etc kan givetvis varieras ytterligare men torde ej i stort påverka resultatet.

De i bilaga 1 framräknade värmeväxlarkostnaderna per kWh upptagen effekt skall för att belysa värmeväxlarens kostnad i den totala anläggningen omräknas till kostnad per utlevererad kWh genom division med 1.86 . I tabellen, fig 6.5 har en sammanställning gjorts av de karaktäristiska parametrarna i de olika alternativen. I tabellen har också angivits den lägre energikostnad som uppnås om havsvatten- och brinepumparna drivs från anläggningens dieselmotor med återvinning av den däremot svarande spillvärmen.

Det fördelaktigaste alternativet av vardera typen har lagts in i diagrammet i figur 6.8 som indikerar de olika arrangemangens absoluta och inbördes kostnadsläge.

För de fall då endast lägre vattentemperatur än + 4°C finns tillgänglig har också värmeväxlare med ispåfrysning beräknats. Detta alternativ bedöms vara fullt rimligt ner till temperaturer nära noll. Ett försök att sätta de olika alternativen i

Värmeväxlar-
kostnad
öre/kWh öre/kWh
upptagen utlevererad
energi energi



Värmeväxlarkostnad, olika typer, som funktion av
medeltemperaturdifferensen

fig 6.8

inbördes relation och som funktion av tillgänglig vattentemperatur har gjorts i fig 6.8. Därvid har den totala energikostnaden använts som jämförelsetal vilket emellertid innebär relativt stor osäkerhet då det totala systemet och dess kostnadsberoende ej har detaljstuderats.

Sammanfattningsvis kan konstateras att ekonomiskt och tekniskt rimliga alternativ för värmeupptagning ur havsvatten tycks förefinnas. Korrugerad polyetenslang utlagd i havet och avsedd för ispåfrysning vid låga vattentemperaturer erbjuder en lösning med stor flexibilitet medan konventionell plattvärmväxlare uppställd på land erbjuder en okomplicerad lösning utan väsentliga osäkerhetsmoment i de fall där vatten med minst 4°C temperatur alltid kan påräknas.

REFERENSER

1. Chemical Engineers Handbook (Mc GRAW-HILL)
2. Heat Exchangers, design and theory source book (Mc GRAW-HILL)
3. Mekanisk Värmeteori (KTH)
4. Kylteknikern (Almqvist & Wiksell)
5. VVS-handboken (Förlag AB VVS)
6. VVS Special, nr 2/79
7. BFR Symposium 79-03-20, Stockholm
8. Små dieselmotordrivna värmepumpar (Studsvik ES-78/77)
9. Lokal korrosion i havsvatten (Einar Mattson)
10. Marine Corrosion (Newnes, London)
11. Korrosionsbekämpning i havsvattenförenade kylsystem (K1 Konf dec 77)
12. Korrosion i samband med påväxt och avlagringar (K1 rapport 1977:14)
13. Korrosion i pumpar och värmeväxlare (K1 rapport 1977:15)
14. Eniaq dieselmotordrivet värmepumpsystem (BFR projekt 780553-3)
15. Sjöar och hav som värmekälla för en värmepumpanläggning (BFR projekt 770979-0)

Dimensionering och kostnadsuppskattning

Innehållsförteckning	sid
8. Dimensionering	77
8.1 Förutsättningar	77
8.2 Tekniska beräkningar	78
.1 Plattvärmeväxlare	78
.2 Tubvärmeväxlare	81
.3 Rör (slangpaket) i havet	85
.4 Rörknippe i havet	97
.5 Slangpaket med ispåfrysning	102
8.3 Pumpeffekter	104
.1 Plattvärmeväxlare, havsvatten	104
.2 Plattvärmeväxlare, brinevätska	105
.3 Tubvärmeväxlare, alt 2.1	106
.4 Tubvärmeväxlare, alt 2.2	106
.5 Slangpaket, brinevätska	107
.6 Slangpaket, strömningsinducering	107
.7 Slangpaket, alt 3.2 brinevätska	108
.8 Rörknippe, vattenströmning	108
.9 Rörknippe, brinevätska	109
9. Ekonomisk bedömning	110
9.1 Förutsättningar	110
9.2 Kostnadsberäkning, plattvärmeväxlare	110
9.3 Kostnadsberäkning, tubvärmeväxlare	114
9.4 Kostnadsberäkning, rör (slangpaket) i havet	116
9.5 Kostnadsberäkning, tubknippe i havet	123
9.6 Kostnadsberäkning, slang med ispåfrysning	126

DIMENSIONERING OCH KOSTNADSBERÄKNING8.1 Allmänt

Nominella antaganden:

Effekt upptagen från havet	1 MW
Temperatur i havsvattnet	+ 4°C
Temperatur i brine från förångare	+ 0°C
Förångningstemperatur	- 5°C

Följande alternativ har bedömts tekniskt och ekonomiskt fram t o m brinevätskan

1. Plattvärmeväxlare

1.1 Uppdrivning av havsvatten till en på land stående plattvärmeväxlare.

Havsvattenvärmet växlas mot brinelösning i separat pumpsystem.

ansatt temperatur för havsvattnet + 4 → +2°C

ansatt temperatur för brinevätskan 0 → +2°C

Δp i värmeväxlaren i storlekordning 70-80 kPa

1.2 Samma princip som i 1.1 men

ansatt havsvatten temperatur + 4 → +3°C

ansatt brinetemperatur 0 → +1°C

1.3 Samma förutsättningar som i 1.1 men Δp i värmeväxlaren i storleksordningen 30-40 kPa2. Tubvärmeväxlare

2.1) Samma förutsättningar som i alternativ 1.1 - 1.4 men platt-

2.2) värmeväxlaren ersatt med en tubvärmeväxlare.

2.3)

2.4)

3 Rör (slang)-värmeväxlare i havet

- 3.1 En korrugerad plastslang nedsänkt i havet med brinelösning cirkulerande inuti slangen. Egen konvektion för havsvattnet.
- 3.2 Motsvarande princip som 3.1 men med påtvingad konvektion på havsvattnet.

4 Rör (tub)-värmväxlare i havet

- 4.1 Här cirkulerar brinevätska i ett antal parallellt kopplade kopparrör. Kopparrören är placerade i en mantel utan gavlar och havsvatten bringas att strömma axiellt längs tuberna

8.2 Tekniska beräkningar för de olika värmväxlaralternativen

8.2.1 Plattvärmväxlare

Principen för alternativen 1 och 2 framgår av fig 8.1. Man har här två separata pumpsystem, ett för havsvattnet och ett för brinevätskan.

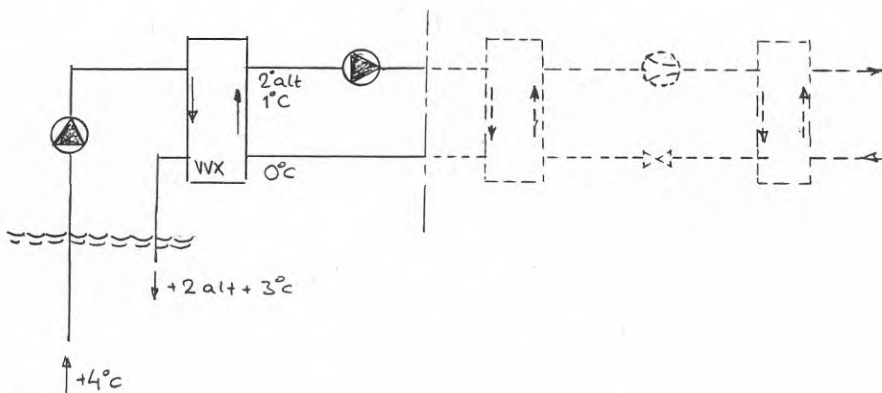


fig 8.1

Alternativ 1.1

$$\text{Havsvattnet } \Delta t_h = +4^\circ\text{C} - +2^\circ\text{C} = 2^\circ\text{C}$$

$$\text{Brinevätska } \Delta t_b = +2^\circ\text{C} - +0^\circ\text{C} = 2^\circ\text{C}$$

$$\text{Medeltemperaturdifferens} = 2^\circ\text{C}$$

Tryckfallet, Δp igenom växlaren

$$\text{försätts här vara } \Delta p_{hmx} = 70 \text{ kPa}$$

$$\Delta p_{bvx} = 80 \text{ kPa}$$

Följande beteckningar införes:

P = effekten	(W)
Q = flödet	(m ³ /s)
C _p = värmekapacitiviteten	(J/kg °C)
Δt = temperaturdifferens	(°C)
ρ = densitet	(kg/m ³)

index h = havsvatten

index b = brine

$$P = Q C_p \rho \Delta t \text{ ----- (1)}$$

Följande värden gäller

$$\begin{aligned} \text{Havsvatten} \quad C_{ph} &\sim 4200 \\ &\rho_h \sim 1000 \end{aligned}$$

Brine t ex 10% CaCl₂ lösning med fryspunkt -12°C

$$\begin{aligned} C_{pb} &\sim 3350 \\ \rho_b &\sim 1100 \end{aligned}$$

Detta ger vid en effekt av 1 MW

$$Q_h = \frac{10^6}{4200 \cdot 1000 \cdot 2} = 0,12 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_b = \frac{10^6}{3350 \cdot 1100 \cdot 2} = 0,14 \text{ m}^3/\text{s}$$

För den antagna effekten, flödet, temperaturdifferensen samt tryckfallet genom värmeväxlaren behövs en värmeöverförande yta hos en plattvärmväxlare på ca 120 m². Därvid har använts uppgifter från tillverkare på realistiska värmeövergångstal vid det förutsatta tryckfallet. Materialet kan här vara antingen syrafast stål (vid insjöar) eller, vid kloridhaltigt vatten, titan. Apparats storlek ca 2,7x0,8x2,2 m, vikt 2 500 kg.

Alternativ 1.2

I detta fall antages temperaturdifferenserna vara:

$$\Delta t_h = + 4^\circ\text{C} - + 3^\circ\text{C} = 1^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_b = + 1^\circ\text{C} - + 0^\circ\text{C} = 1^\circ\text{C}$$

$$\text{Medeltemperaturdifferens} = 3^\circ\text{C}$$

Detta ger enl ekv (1):

$$Q_h = \frac{10^6}{4200 \cdot 10000 \cdot 1} = 0,24 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_b = \frac{10^6}{3350 \cdot 1100 \cdot 1} = 0,27 \text{ m}^3/\text{s}$$

d v s de dubbla flödena jämfört med 1.1

Tryckfallen över värmeväxlaren antages här fortfarande

$$\Delta P_h = 70 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_b = 80 \text{ kPa}$$

Medeltemperaturdifferensen ökar här från 2 till 3°C varför erforderlig värmeöverföringsyta minskar till ca 100 m². För bibehållande av tryckfallet trots det dubblerade flödet ökar värmeväxlarens tvärsnitt. I beräkningsexemplet väljes två parallellkopplade enheter av samma grundtyp som i alternativ 1.1 men med färre plattor i vardera. Vardera värmeväxlarens ytterdimensioner blir därvid ca 1,8x0,8x2,2 m och vikten i standardutförande ca 2 100kg.

Alternativ 1.3

Till skillnad från 1.1 har detta alternativ ett betydligt lägre tryckfall över värmeväxlaren.

$$\Delta P_h = 30 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_b = 30 \text{ kPa}$$

Δt uppgår till samma värden som i 1.1 vilket medför att flödena för havsvattnet och brinevätskan är 0,12 respektive 0,14 m³/s. Här blir den erforderliga ytan och därmed antalet plattor betydligt större än i 1.1.

Värmeövergångsytan blir enligt tillverkarinformation ca 185 m². Värmeväxlarens ytterdimensioner blir därvid ca 3,3x0,8x2,2 m och vikten 2 900 kg.

Alternativ 1.4

Detta alternativ har de små tryckfallen

$$\Delta P_h = 30 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_b = 30 \text{ kPa}$$

samt medeltemperaturdifferensen 3°C

Alternativet tillgodoses med två växlare liknande 1,3 med en total yta av ca 170 m². Vardera värmeväxlaren får därvid ytterdimensionerna 2,1x0,8x2,2 m och vikten i standardutförande 2 300 kg.

Av de fyra enkla alternativen ovan, som täcker den i praktiken rimliga variationen av parametrarna, temperaturdifferens och strömningshastighet (tryckfall) fås de approximativa relationer mellan värmeväxlarens storlek och de valda parametrarna som framgår av figur 8.2

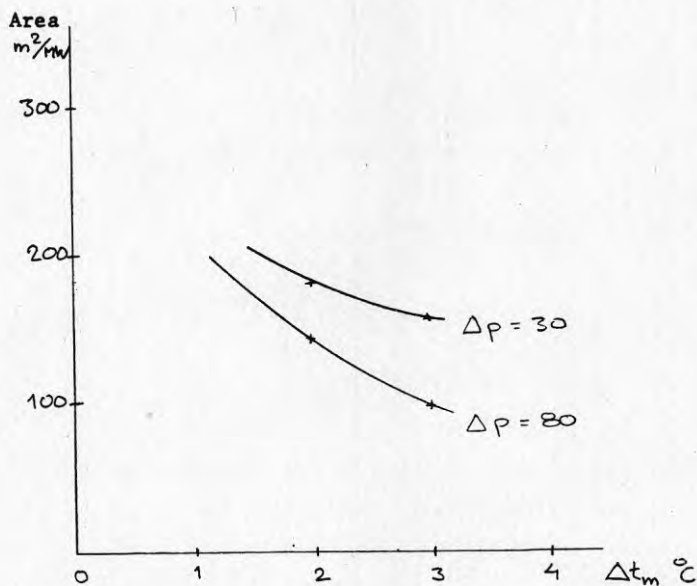


fig 8.2

8.2.2 Tubvärmeväxlare Alternativ 2.1

Tubvärmeväxlare med samma värmeupptagningsförmåga som plattvärmeväxlarna under alternativ 1 blir större och oftast dyrare genom de lägre värmeövergångstal som uppnås i dessa. Standardenheter i dessa storlekar tycks ej finnas på samma sätt som för plattvärmeväxlare. Tubvärmeväxlare kan ur korrosionssynpunkt tillverkas med titantuber men mera när_aliggande torde vara att använda kopparnickel och en icke korrosiv brinevätska.

För belysning av tubvärmväxlarens dimensioner dimensioneras en konventionellt utformad tubvärmväxlare med havsvattenpassage i tuberna och värmebärare på utsidan. Som tubmaterial antages kopparnickel och som värmebärare en glykol/vattenblandning. Vattenhastigheten i tuberna bör av korrosions- och avlagringsskäl vara 1 - 2 m/s och på mantelsidan 0,6 - 1,2 m/s, med en tubdimension av 17 x 1 mm erhålles då överslagsvis enl formler i ref (1)

$$\text{i tuben} \quad \alpha_h \sim 1640 \frac{v^{0,8}}{d^{0,2}} \sim 3900 \text{ resp } 6000$$

$$\text{på utsidan} \quad \alpha_b \sim 650 \cdot \frac{v_{\text{max}}^{0,6}}{d^{0,4}} \sim 1620 \text{ resp } 2500$$

För tubväggen gäller vägg tjocklek $\delta = 10^{-3}$ och värmeledningstalet $\lambda = 395$. För avlagringar i tuben räknas 0,2 mm tjocklek med $\lambda = 2$.

Detta ger värmeövergångstalet k ur

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{1620 \text{ à } 2500} + \frac{10^{-3}}{395} + \frac{0,2 \times 10^{-3}}{2} + \frac{1}{3900 \text{ à } 6000}$$

$$k = 1020 \text{ à } 1500 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Försmutsningens inverkan är här ganska liten men ett smutsskikt av 1 mm ger ett värmemotstånd av samma storlek som det minsta α -värdet. Med detta smutsskikt erhålles ett k -värde av 730 - 850, dvs 30 - 40% reducering. Erforderlig tubarea blir vid de högre k -värdena och en effektiv medeltemperaturdifferens av 1,6°C (= 0,8 θ_{1m} för tvärström)

$$A = \frac{10^6}{1,8 \times (1020 \text{ à } 1500)} = 600/400 \text{ m}^2$$

Detta motsvarar 12 000 resp 8 000 meter tublängd.

Havsvattenflödet enl 1.1 = 0,12 m³/s ger tubarean för 1 m/s = 0,12 m² och antalet tuber = $\frac{0,12}{\frac{\pi}{4} \times 0,015^2} = 530/\text{st}$ med längden

23 resp 15 meter. Lämpligen arrangeras 4 tubpassager à 6 resp 2 à 7,5 meters längd. Vid en tubdelning av 3 diametrar blir

fyrubbla tubknippets area ca $4 \times 530 \times 0,05 \times 0,04 = 4,2 \text{ m}^2$
och mantelns diameter ca 2,6 meter. För erhållande av 0,6 m/s
i brineflödet erfordras baffelplåtar med ca 0,3 m delning.

Ovanstående överslagsberäkning innebär ingen optimering men indikerar storleksordningen på en konventionellt dimensionerad tubvärmeväxlare.

Tryckfallet på havsvattensidan vid hastigheten 1 m/s beräknas för

$$Re = \frac{1 \times 0,016}{1,75 \times 10^{-6}} = 9\ 300$$

som med hänsyn till viss bevuxning i storleksordningen 0,5 mm
ger friktionskoefficienten $\zeta = 0,06$

Tryckfallet genom friktion = $0,06 \times \frac{25}{0,016} \times \frac{1^2}{2 \times 9,81} = 43 \text{ kPa}$,
för stötförluster och krökar tillkommer ca 10 kPa.

Vid 2 m/s blir tryckfallet på samma sätt ca 200 kPa. Eftersom
k-värdet påverkas obetydligt om hastigheten i tuberna är 1 eller
2 m/s är detta högre tryckfall knappast motiverat. Därför förut-
sattes 1 m/s i tuberna.

Tryckfallet på brinesidan blir överslagsmässigt bestämt av formeln

$$\Delta p = \frac{4f \cdot N \cdot \rho \cdot v^2}{2g}$$

där f enl diagram ref (1) är 0,12, antalet tubrader N blir ca
50 och per passage, vid $v = 0,6 \text{ m/s}$

$$\Delta p = \frac{4 \cdot 0,12 \cdot 50 \cdot 1100 \cdot 0,6^2}{2} \cdot 10^{-3} = 4,4 \text{ kPa}$$

eller för 20 passager 90 kPa. Uppenbarligen kan ej högre hastighet hållas på brinesidan än 0,6 m/s om ett rimligt tryckfall skall uppnås. Detta alternativ bör därför baseras på 1 resp 0,6 m/s och arean 600 m^2 .

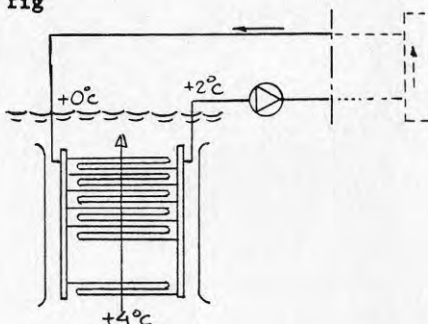
Alternativ 2.2

Vid en ökning av logaritmiska medeltempdiff till $2,4^{\circ}\text{C}$ och flödena till det dubbla blir om strömningshastigheten 1,0 resp 0,6 m/s bibehålles erforderlig tubarea 400 m^2 och tublängden 8 000 meter. Tubarean $0,24\text{ m}^2$ och antalet tuber 1060 st med längderna 7,5 meter vid en passage. Tubsatsens area blir $2,1\text{ m}^2$ och manteldiametern ca 1,9 m, antalet passager på brinesidan ca 20.

För alternativet 2.2 blir tryckfallet genom tuberna på samma sätt ca 25 kPa och på brinesidan ca 4 kPa per passage eller 80 kPa för totalt 20 passager.

8.2.3 Alternativ 3, Rör (slang) i havet

Detta alternativ innebär att man har själva värmeväxlaren, i form av slangpaket, nedsänkt i havet. Principen framgår av fig



Brinevätskan går i en plastslang eller ett rör ner till en fördelningslåda. Härifrån utgår slingor av korrugerad polyetenslang i ett ordnat mönster. Dessa slangar kan eventuellt läggas på havsbotten men troligare anordnas de fixerade i en rund konstruktion liknande ett kyltorn. Slangpaketet som är parallellkopplade mynnar i en samlingslåda varifrån ett annat plaströr via en pump för tillbaka brinevätskan till förångaren vid värme-pumpen. Genom "kyltornet" strömmar bottenvattnet uppåt. Havsvattnet kan strömma antingen genom egen konvektion eller med påtvingad konvektion med en drivkälla i vattenströmmen. Beräkningsgången av dessa två alternativ är olika och behandlas nedan var för sig.

Alternativ 3.1. Egen konvektion

Plastslangarna placeras tillräckligt glest så att havsvatten-temperaturen kan antagas vara konstant dvs $+4^{\circ}\text{C}$.

Brinevätskans temperaturstegring är $0 \rightarrow + 2^{\circ}\text{C}$.

För att beräkna värmemotståndet m och det totala värmeomgångstalet k användes följande formler.

$$P = k \cdot A \cdot \Theta_m \quad (2)$$

$$m = \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_{\text{utv}}} + \frac{\delta_{\text{slang}}}{\lambda_{\text{slang}}} + \frac{\delta_{\text{is}}}{\lambda_{\text{is}}} + \frac{\delta_{\text{smuts}}}{\lambda_{\text{smuts}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{inv}}} \quad (3)$$

där

- k = värmeomgångstalet $(\text{W}/\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C})$
 m = värmemotståndet $(\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{W})$
 α_{utv} = värmeövergångstalet på havsvattensidan $(\text{W}/\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C})$
 δ_{slang} = slangens tjocklek (m)
 λ_{slang} = slangens värmeledningsförmåga $(\text{W}/\text{m}\text{ }^{\circ}\text{C})$
 δ_{is} = tjocklek på eventuellt isskikt (m)
 λ_{is} = isens värmeledningsförmåga $(\text{W}/\text{m}\text{ }^{\circ}\text{C})$
 δ_{smuts} = genomsnittstjocklek på smutsskiktet (m)
 λ_{smuts} = ungefärlig värmeledningsförmåga $(\text{W}/\text{m}\text{ }^{\circ}\text{C})$
 α_{inv} = brinevätskans värmeövergångstal $(\text{W}/\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C})$

Först beräknas α_{utv}

Följande formler användes härför:

$$\frac{\alpha \cdot H}{\lambda} = Nu \quad (\text{Nusselts tal}) \quad (4)$$

$$\frac{\mu \cdot c_p}{\lambda} = Pr \quad (\text{Prantls tal}) \quad (5)$$

$$\frac{w \cdot H}{D} = Re \quad (\text{Reynolds tal}) \quad (6)$$

$$g \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot H^3 / \nu^2 = Gr \quad (\text{Grashofs tal}) \quad (7)$$

För havsvatten blir dess storheter:

- μ = mediets (dvs havsvattnets) dynamiska viskositet vid 0°C $(\text{Pa} \cdot \text{s}) = 1,752 \times 10^{-3}$
 c_p = isobar värmekapacitivet $(\text{J}/\text{kg}\text{ }^{\circ}\text{C}) = 4\ 180$
 λ = mediets värmeledningstal vid 0°C $(\text{W}/\text{m}\text{ }^{\circ}\text{C}) = 0,55$
 ν = mediets kinematiska viskositet vid 0°C $(\text{m}^2/\text{s}) = 1,752 \times 10^{-6}$
 β = mediets volymutvidgningskoefficient $(1/^{\circ}\text{C}) = 1,8 \times 10^{-4}$
 ρ = densiteten $(\text{kg}/\text{m}^3) = 1\ 000$
 g = tyngdaccelerationen $(\text{m}/\text{s}^2) = 9,81$
 Δt = $t_{\text{yta}} - t_{\text{medium}}$ (ca) $(^{\circ}\text{C}) = 3$
 H = karakteristisk längd här ϕ för slangens. Två fall beräknas $(\text{m}) = 0,1$ alt $0,05$

$$(7) \text{ ger } Gr_{0,1} = \frac{9,81 \cdot 1,8 \cdot 10^4 \cdot 3 \cdot 0,1^3}{(1,752 \cdot 10^6)^2} = 1,73 \cdot 10^6 \text{ variant 1}$$

$$Gr_{0,05} = \frac{9,81 \cdot 1,8 \cdot 10^4 \cdot 3 \cdot 0,05^3}{(1,752 \cdot 10^6)^2} = 2,16 \cdot 10^5 \text{ variant 2}$$

$$(5) \text{ ger } Pr = \frac{1,752 \cdot 10^{-3} \cdot 4180}{0,55} = 13,3$$

Nusselts tal kan framräknas enligt flera teorier.

För horisontella rör anger Senftleben en teoretisk grundekvation med empiriskt funna konstanter:

$$Nu = z \cdot \frac{2}{\ln \left[1 + \frac{4,5}{(Gr \cdot Pr)^{1/4}} \right]} \text{ ----- (8)}$$

$$\text{där } z = 1 - \frac{0,033}{y} \left(\sqrt{1 + \frac{y}{0,033}} - 1 \right) \text{ ----- (9)}$$

$$\text{och } y = (Gr \cdot Pr)^{1/4} \cdot \ln \left(1 + \frac{4,5}{(Gr \cdot Pr)^{1/4}} \right) \text{ ----- (10)}$$

1 Dessa samband ger för $\phi = 0,1$

$$y = 4,36, z = 0,92, \text{ därur}$$

$$Nu = 29,2$$

2 och för $\phi = 0,05$ blir på motsvarande sätt

$$Nu = 17,7$$

Enl Mc Adams blir enl diagram $Nu = 35,5$ för $\phi = 0,1$ och

$$Nu = 20,0 \text{ för } \phi = 0,05, \text{ dvs}$$

något högre värden än de framräknade.

Fortsättningsvis kan ett Nusseltal på $Nu = 33$ resp $Nu = 19$ användas.

Med hjälp av (4) kan nu värmeövergångstalet α_{utv} beräknas:

$$\text{för } \phi = 0,1, \alpha_{utv} = \frac{33 \cdot 0,55}{0,1} = 181$$

$$\text{för } \phi = 0,05, \alpha_{utv} = \frac{19 \cdot 0,55}{0,05} = 209$$

Om δ slang är 1 mm dvs 0.001 m och λ slang sätts till 0.33 W/m °C (polyeten)

$$\text{blir } \frac{\delta_{\text{slang}}}{\lambda_{\text{slang}}} = \frac{0.001}{0.33} = 0.003$$

Antag vidare ett tunt lager med smuts (avlagringar och ev beväxning) på 2 mm i genomsnitt och ett λ_{smuts} - tal på 2 W/m °C ($\sim \lambda$ för lera - morän) erhålles:

$$\frac{\delta_{\text{smuts}}}{\lambda_{\text{smuts}}} = \frac{0.002}{2} = 0.001$$

Ispårfrysning bör ej uppkomma då brinevätskan ej underskrider 0°C.

Vid beräkning av α inv antages en brinelösning ex 10% Ca Cl₂. För att erhålla fullt utbildad turbulens bör man ha ett Re-tal på 10⁴ el större.

Följande formel kan användas för bestämningen av α inv.

$$\text{Nu} = 0.023 \times \text{Re}^{0.8} \times \text{Pr}^{0.4} \quad (11)$$

Re och Pr beräknas enligt (5) och (6) där följande ingående storheter för brinevätskan användes:

λ = värmeledningstalet	(W/m °C)	= 0.5
H = ϕ för slangen	(m)	= 0.1 alt 0.05
Två fall beräknas		
Cp = isobar värmekapacitivitet	(J/kg °C)	= 3 350
μ = dynamiska viskositeten	(Pa·s)	= 2.2 x 10 ⁻³
ν = kinematiska viskositeten	(m ² /s)	= 2.0 x 10 ⁻⁶
ρ = densiteten	(kg/m ³)	= 1 100

(5) ger ett Pr-tal på:

$$\text{Pr} = \frac{2.2 \cdot 10^{-3} \cdot 3350}{0.5} = 14.7$$

För att bestämma Re-talet ansättes en brinehastighet på 0.5 m/s.

(6) ger för $\phi = 0.1$

$$\text{Re} = \frac{0.5 \cdot 0.1}{2 \cdot 10^{-6}} = 25000$$

och för $\phi = 0.05$

$$\text{Re} = \frac{0.5 \cdot 0.05}{2 \cdot 10^{-6}} = 12500$$

dvs fullt utbildad turbulens i båda fallen.

Nu-talet beräknas nu enl (11)

för $\phi = 0.1$

$$\text{Nu} = 0.023 \cdot 25000^{0.8} \cdot 14.7^{0.4} = 222$$

vilket enl (4) ger:

$$\alpha_{\text{inv}} = \frac{222 \cdot 0.5}{0.1} = 1110$$

och för $\phi = 0.05$

$$Nu = 128 \quad \text{och}$$

$$\alpha_{inv} = \frac{128 \cdot 0.05}{0.05} = 1277$$

Totala värmemotståndet kan nu framräknas ur (3)

För $\phi = 0.1$

$$m = \frac{1}{181} + 0.003 + 0.001 + \frac{1}{1110} = \frac{1}{k}$$

$$k = 96 \text{ W/m}^2\text{C}$$

För $\phi = 0.05$ erhålles

$$k = 105 \text{ W/m}^2\text{C}$$

De för k-värdet begränsade faktorerna är som kan förväntas i första hand värmeövergångstalet genom egenkonvektion och slangens dåliga värmeledningsförmåga. Vid slangens insida erhålles om korrugerad slang användes förmodligen ett högre α -värde genom det skenbart högre Re-värde som korrugeringen ger men detta bättre α -värde har vid sidan av α -värdet för utsidan föga inverkan på det totala k-värdet.

Vid beräkning av erforderlig genomströmningsarea, värmeavgivande area samt total längd på plastslangen bestämes först den logaritmiska medeltemperaturdifferensen Θ_{lm} enligt:

$$\Theta_{lm} = \frac{(t_{hi} - t_{bu}) - (t_{hu} - t_{bi})}{\ln \frac{t_{hi} - t_{bu}}{t_{hu} - t_{bi}}} \quad \text{-----} \quad (12)$$

där

$$t_{hi} = \text{havsvattnets ingående temperatur} = +4^{\circ}\text{C}$$

$$t_{hu} = \text{havsvattnets utgående temperatur} = +4^{\circ}\text{C}$$

ingen temperaturminskning på havsvattnet förutses då plastslangarna lägges tillräckligt glest.

$$t_{bi} = \text{brinevätskans ingående temperatur} = 0^{\circ}\text{C}$$

$$t_{bu} = \text{brinevätskans utgående temperatur} = +2^{\circ}\text{C}$$

(12) ger nu

$$\Theta_{lm} = \frac{(4-2)-(4-0)}{\ln \frac{4-2}{4-0}} = 2.9^{\circ}\text{C}$$

1. Här behandlas först fallet då $\phi = 0.1$ m

Enligt begynnelsevillkor är $P = 10^6$ W

$$\text{och (2) ger } A = \frac{P}{k \cdot \Theta_{lm}}$$

där A är den totala värmeavgivande ytan hos slangen.

$$A = \frac{10^6}{96,2,9} = 3600 \text{ m}^2$$

vilket medför en total slanglängd av

$$L = \frac{3600}{\pi \cdot 0,1} = 11460 \text{ m}$$

Med en korrugerad slang erhålles en ytförstoring p g a korrugeringen med minst 50 % vilket ger en reducerad total slanglängd på ca 7500 m.

Om volymflödet av brinevätska $\dot{V} = 0,14 \text{ m}^3/\text{s}$

blir med en genomströmningshastighet av 0,5 m/s den totala genomströmmande arean

$$A_b = \frac{0,14}{0,5} = 0,28 \text{ m}^2$$

Varje slang har en genomströmningsarea på $\pi \cdot 0,05^2$

vilket medför att $\frac{0,28}{\pi \cdot 0,05^2} = 36$

parallella slangar

användes vardera med en längd av $\frac{7500}{36} = 210 \text{ m}$.

2. Motsvarande data bestäms för $\varnothing = 0,05 \text{ m}$.

Totala värmeavgivande arean blir härvid

$$A = \frac{10^6}{105,2,9} = 3280 \text{ m}^2$$

och den totala slanglängden blir

$$L = \frac{3280}{\pi \cdot 0,05} = 20900 \text{ m}$$

Den korrugerade ytan medför på samma sätt att L reduceras till ca 14 000 m.

Genomströmningsarean är även här $0,28 \text{ m}^2$ men de enskilda slangarnas tvärsnittsarea är $\pi \cdot 0,025^2$

vilket ger $\frac{0,28}{\pi \cdot 0,025^2} = 143$

parallellkopplade

slangar med en längd om $\frac{14\ 000}{143} = 98 \text{ m}$ vardera.

Alternativ 3.2 Påtvingad konvektion

Ett forcerat flöde av havsvattnet kring slangpaketen är fördelaktigt för att kunna erhålla bättre α utvärden.

Då slangpaketen ligger i nivåer inne i ett "torn" med relativt stor diameter är det inte realistiskt att använda en propeller. Forceringen kan ske med luft som drivande medium (mammutpump).

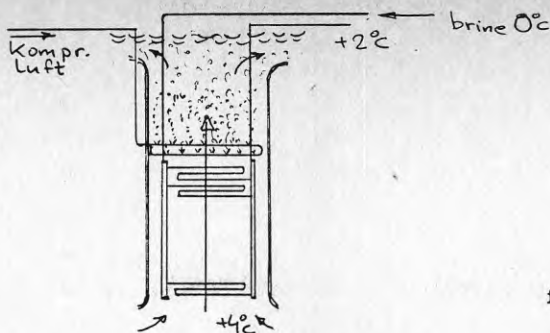


fig 8.3

För erhållande av god mammutpumpeffekt fordras jämn och fin fördelning av luften samt att den genom luftinblandningen skenbart lättare vätskepelaren har en viss arbetssträcka. Verkningsgrad uppåt 70% kan uppnås. Luftinblåsningen sker lämpligen genom en i spiral arrangerad slang med lämplig perforering. Luftinblåsningen och mammutpumpens arbetssträcka bör eventuellt ligga ovanför värmväxlarpaketet för att finfördelad luft ej skall häfta vid värmväxlarslangen och försämra värmeövergången.

Hilpert anger följande samband för värmeövergången vid påtvingad strömning vinkelrätt med rör:

$$Nu = C \cdot Re^n \cdot \frac{Pr^m}{0.71^m} \quad (13)$$

C och n enligt tabell m = 0.31 enl försök

vidare,
$$Re = \frac{w_{max} \cdot d}{\nu} \quad (14)$$

och w_{max} = hastigheten i trängsta tvärsnittet mellan två rör.

Två fall beaktas: 0.05 och 0.1 m/s.

d = rör el slangdiametern och den beräknas även här för

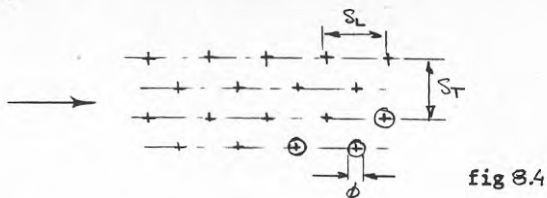
$\varnothing = 0.05$ resp 0.1 m

ν = kinematiska viskositeten för havsvattnet.

För att få turbulent strömning kan emellertid ej kombinationen $\varnothing 0.05$ vid 0.05 m/s användas då Re då endast blir 1 430 och turbulens erhålles vid lägst Re = 2 300.

För att kunna använda de konstanter C och n som totalt för samtliga slangpaket ger största värmeövergångsvärden placeras

slangarna i ett sick-sack mönster med avståndsdefinitioner enl fig 4.



Slangarna får fästas i "kyltornet" med avstånden

$$\frac{S_L}{\phi} = 1,5 \quad \text{och} \quad \frac{S_T}{\phi} = 3,0$$

Då erhålles konstanterna $C = 0.488$ och $n = 0.568$.

1. För fallet $\phi = 0.05$ och $V_{\max} = 0.1$

$$(5) \text{ ger } Pr = 13,3 \quad Re = \frac{0,1 \cdot 0,05}{1,752 \cdot 10^{-6}} = 2850$$

$$(14) \text{ ger } Nu = 1,11 \cdot 0,488 \cdot 2850^{0,568} \cdot 13,3^{0,13} = 111$$

$$(4) \text{ ger } \alpha_1 = \frac{111 \cdot 0,55}{0,05} = 1220$$

2. $\phi = 0.1$ och $V_{\max} = 0.05$

$$(5) \text{ ger } Pr = 13,3, \quad Re = 2850$$

$$(14) \text{ ger } Nu = 111$$

$$(4) \text{ ger } \alpha_2 = 610$$

3. $\phi = 0.1$ och $V_{\max} = 0.1$

$$(5) \text{ ger } Pr = 13,3, \quad Re = 5710$$

$$(14) \text{ ger } Nu = 164$$

$$(4) \text{ ger } \alpha_3 = 904$$

För detta värmeväxlaralternativ 3.2 kan nu det totala värmemotståndet erhållas. Samma värden som framräknas i 3.1 för smuts och slang används här. (3) ger följande:

1. $\phi = 0.05$ och $V_{\max} = 0.1$

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{1220} + 0,003 + 0,001 + \frac{1}{1277} \quad k = 179 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

2. $\phi = 0.1$ och $V_{\max} = 0.05$

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{610} + 0,003 + 0,001 + \frac{1}{1110} \quad k = 153 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

3. $\phi = 0.1$ och $V_{\max} = 0.1$

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{904} + 0,003 + 0,001 + \frac{1}{1110} \quad k = 166 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

Innebörden av den påtvingade konvektionen är att k-värdet har ökat från i storleksordningen $100 \text{ w/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ vid egen konvektion enl 3.1 till mellan 150 och $180 \text{ w/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ vid den forcerade konvektionen i detta alternativ.

På motsvarande sätt som i 3.1 kan den värmeavgivande ytan, genomströmningsarean samt antal slangar bestämmas. Fallen 1, 2 och 3 behandlas var för sig.

$$1. \quad (2) \text{ ger} \quad A = \frac{10^6}{179 \cdot 2,9} = 1930 \text{ m}^2$$

$$\text{Detta ger en längd på } L = \frac{1930}{\pi \cdot 0,05} = 12300 \text{ m}$$

Med 50% ytförstoring på slangen kan totala slanglängden korrigeras till $L = 8000 \text{ m}$.

Genomströmningsarean är enl 3,1 $0,28 \text{ m}^2$ och varje slang genomströmningsarea är $0,002 \text{ m}^2$ vilket ger 143 parallella slangpaket om vardera 56 m.

$$2. \quad A = \frac{10^6}{153 \cdot 2,9} = 2250 \text{ m}^2$$

Korrigerad längd blir ca

$$L = \frac{2250}{\pi \cdot 0,1} \cdot \frac{1}{1,5} = 4800 \text{ m}$$

$$A_g = 0,28 \text{ m}^2 \text{ och } A_g/\text{slang} = 0,0078 \text{ m}^2$$

antalet slangar blir 36 st vardera med en längd av 133 m.

$$3. \quad A = \frac{10^6}{166 \cdot 2,9} = 2080 \text{ m}^2$$

Korrigerad längd blir:

$$L = \frac{2080}{\pi \cdot 0,1} \cdot \frac{1}{1,5} = 4400 \text{ m}$$

$$A_g = 0,28 \text{ m}^2 \quad A_g/\text{slang} = 0,0078 \text{ m}^2$$

antalet slangar blir 36 st med en längd av 122 m.

För att vid den påtvingade konvektionen approximativt kunna beräkna tryckfallet i den konstruktion vari slangpaketen ligger och genom vilken havsvattnet skall strömma kan följande formel användas:

$$\Delta p = \frac{4f N \cdot e \cdot v_{max}^2}{2g} \text{ --- (15)}$$

- där Δp = tryckfallet (Pa)
 f = friktionsfaktor enl diagram 1
 N = antal parallella slangpaket
 v_{max} = hastigheten i den smalaste passagen
 e = densiteten
 g = tyngdacceleration (m/s)

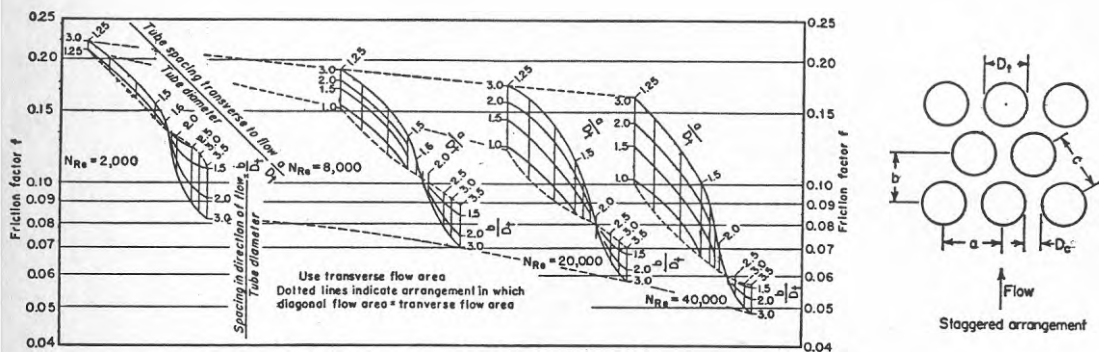


fig 8.5 (ur ref 1)

Stötförlusterna blir då för de tre olika alternativen med en uppbyggnad enl fig nedan

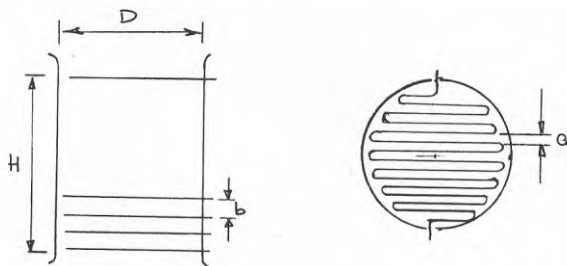


fig 8.6

a och b enl föregående diagram.

Enligt beteckningen för värmeövergången förbi slangpaketen blir här $a = S_T$ och $b = S_L$

Förhållandet mellan a och b och diametern på slangpaketen är enligt föregående $\frac{b}{\phi} = 1.5$
och $\frac{a}{\phi} = 3.0$

1. Antal slangpaket = 143 $v = 0.1$

Diagram 1 ger $f \sim 0.14$

(15) ger $\Delta P = \frac{4 \cdot 0.14 \cdot 143 \cdot 1000 \cdot 0.1^2}{2} = 410 \text{ Pa}$

2. Antal slangpaket = 36 $v = 0.05$

Diagram 1 ger $f \sim 0.14$

(15) ger $\Delta P = 26 \text{ Pa}$

3. Antal slangpaket = 36 $v = 0.1$

Diagram ger $f \sim 0.12$

(15) ger $\Delta P = 88 \text{ Pa}$

Detta inkluderar stöt- och friktionsförlusterna vid havsvattnets strömning förbi slangpaketen. För att även göra en ungefärlig uppskattning av friktionsförlusterna mot "kyltornets" sidor (rörförlusterna) samt för att beräkna det åtgående havsvattenflödet genom "tornet" måste för vart och ett av de tre alternativen höjden H och diametern D på tornet uppskattas.

1. Eftersom $\frac{a}{\phi} = 3.0$ och $\phi = 0.05 \text{ m}$

blir $a = 0.05 \times 3 = 0.15 \text{ m}$ och $a + \phi = 0.20 \text{ m}$

Slang med mellanrum tar alltså upp en bredd på 0.2 m

Total slanglängd/slang är 56 m varför den totala genomströmningsarean för havsvatten inklusive slangpaket blir $56 \times 0.2 = 11.2 \text{ m}^2$

Effektiva genomströmningsarean för havsvattnet blir
 $56 \times 0.15 = 8.4 \text{ m}^2$

Med en total area för "tornet" på 11.2 m^2 blir diametern

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 11.2}{\pi}} = 3.8 \text{ m}$$

Höjden av tornet H blir med 143 slangpaket och $\frac{b}{\varnothing} = 1.5$ $b=0.075$

$$H_1 = 143(0.075 + 0.050) = 18 \text{ m}$$

Då $V_{\max} = 0.1 \text{ m/s}$ och effektiv genomströmningsarea är 8.4 m^2
 kommer havsvattenflödet att bli $Q_1 = 84 \cdot 0.1 = 0.84 \text{ m}^3/\text{s}$

Eventuellt skulle två eller flera slanglängder kunna läggas i varje "våning" varigenom arrangemanget skulle få större diameter, lägre höjd och lägre tryckfall. Denna modifiering görs ej här utanframräknade värden som ger större bredd på jämförelsen mellan olika alternativ bibehålles.

Rörförlusterna kan uppskattas med formeln

$$R = \lambda \frac{\rho v^2}{D \cdot 2g} \quad \text{----- (16)}$$

där

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon \cdot 10^{-3}}{3.71D} + \frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} \right) \quad \text{----- (17)}$$

Om kyltornet är byggt av plast kan med någon försumtsning på dess väggar ytråheten ε sättas till $\varepsilon \sim 0.1 \text{ mm}$

$$Re = 2854 \text{ och } D = 3.8 \text{ m}$$

Genom att iterera från ett startvärde på λ kan λ bestämmas till 0.044 och (16) ger då

$$R = 0.044 \cdot \frac{1000 \cdot 0.1^2}{3.8 \cdot 2} = 0.06 \text{ Pa/m}$$

Totala rörmotståndet blir då $0.06 \times 18 = 1.08 \text{ Pa}$

Av denna beräkning framgår att

$$R \sim 1.1 \text{ Pa} \text{ medan } \Delta p \text{ är } 41 \text{ Pa,}$$

och även i fall 2 och 3 är $R \ll \Delta p$ vilka alltså kan försummas.

För fall 2 och 3 utföres här motsvarande beräkningar för att

uppskatta havsvattenflödet samt H och D för "kyltornen".

$$2. \quad \phi = 0.1 \text{ m och } \frac{a}{\phi} = 3.0$$

$$a = 0.3 \text{ m och } a + \phi = 0.4 \text{ m}$$

Slanglängd/slang är 133 m och total genomströmningsarea inklusive slangpaket blir $133 \times 0.4 = 53.2 \text{ m}^2$

$$\text{Effektiv genomströmningsarea är } 133 \times 0.3 = 39.9 \text{ m}^2$$

"Tornets" diameter blir

$$D_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot 53.2}{\pi}} = 8.2 \text{ m}$$

$$\frac{b}{\phi} = 1.5 \quad b + \phi = 0.25 \text{ m}$$

$$\text{Antal slangar} = 36$$

$$\text{Höjden } H_2 = 36 \times 0.25 = \underline{9 \text{ m}}$$

Här är $V_{\max} = 0.05 \text{ m/s}$ och med en effektiv area på 39.9 m^2 blir flödet

$$Q_2 = 39.9 \times 0.05 = 2.0 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$3. \quad \phi = 0.1 \quad a = 0.3 \text{ m, } a + \phi = 0.4 \text{ m}$$

Slanglängden är 122 m och totala arean blir $122 \times 0.4 = 48.8 \text{ m}^2$

Effektiva strömningsarean är $122 \times 0.3 = 36.6 \text{ m}^2$

Diameter, höjd och flöde blir:

$$D_3 = 7.8 \text{ m}$$

$$H_3 = 9 \text{ m}$$

$$Q_3 = 3.66 \text{ m}^3/\text{s}$$

Flödet för brinevätska är med med $\Delta t = 2^\circ \text{C}$, $P = 10^6 \text{ W}$

$$Q_b = \frac{10^6 \cdot 0.86}{2.3600 \cdot 1000} = 0.12 \text{ m}^3/\text{s}$$

8.2.4 Alternativ 4 Rörknippe i havet

Denna värmeväxlare består av 35 mm kopparnickelrör (CuNi 70-30), som parallellt placeras inne i ett flödestyrande mantelrör

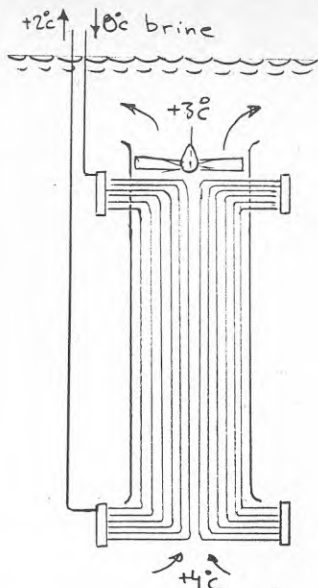


fig 8.7

Manteln har möjligast öppna ändar och i den ena sitter en hydraulmotordriven propeller som forcerar havsvattnet längs CuNi-rören.

Kopparrören genomströmmas liksom i alternativ 3 av brinevätska som värmer en förångare.

Först beräknas värmegenomgångstalet för havsvattnets värmeövergång i de romboidiska kanalerna som bildas mellan kopparrören.

För beräkning av α_{utv} kan (11) användas:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad \text{vid turbulent strömning}$$

$$\text{där } Re = \frac{w \cdot d}{\nu} \quad , \quad Pr = \frac{\mu \cdot Cp}{\lambda}$$

$$\text{och } \alpha_{utv} = \frac{Nu \cdot \lambda}{d}$$

där de ingående materialkonstanterna är definierade i alternativ 3.

Här ansättes följande

w = havsvattnets hastighet (m/s) = 1.0

d = ekvivalent diameter för de romboidiska kanaler som havsvattnet strömmar genom (m) = 0.044

$$Re = \frac{1 \cdot 0,044}{1,752 \cdot 10^{-6}} = 25100$$

$$Pr = 13,3 \text{ (enl 3)}$$

$$Nu = 0,023 \cdot 25100^{0,8} \cdot 13,3^{0,4} = 214$$

$$\alpha_{utv} = \frac{214 \cdot 0,55}{0,044} = 2680$$

Då man har en relativt hög hastighet 1 m/s längs de raka kopparrören bör nedsmutsningen kunna hållas relativt låg.

Antag ett genomsnittligt smutsskikt på 0.5 mm

$$\frac{\delta_{smuts}}{\lambda_{smuts}} = \frac{0,5 \cdot 10^{-3}}{2} = 2,5 \cdot 10^{-4}$$

$$\frac{\delta}{\lambda} \text{ för CuNi blir med 1 mm godstjocklek } \frac{10^{-3}}{395} = 2,5 \cdot 10^{-6}$$

α_{inv} -värdet dvs för brinevätskan beräknas motsvarande som på vattensidan.

$$d = \text{invändig diameter (m)} = 0.032$$

$$w = \text{brinehastighet (m/s)} = 1.0$$

Övriga data enl 3

$$Re = \frac{1 \cdot 0,032}{2 \cdot 10^{-6}} = 16000$$

$$Pr = 14,7 \text{ (enl 3)}$$

$$Nu = 0,023 \cdot 16000^{0,8} \cdot 14,7^{0,4} = 156$$

$$\alpha_{utv} = \frac{156 \cdot 0,50}{0,032} = 2440$$

Totala värmegenomgångstalet k kan nu bestämmas enl (3)

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{2680} + 2,5 \cdot 10^{-4} + 2,5 \cdot 10^{-6} + \frac{1}{2440}$$

$$k = 960 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Under förutsättningen att havsvattnet minskar sin temperatur från +4°C till +3°C och brinevätskan ökar i temperatur från +0°C till +2°C

blir

$$\Theta_{lm} = \frac{(4-2)-(3-0)}{\ln \frac{4-2}{3-0}} = 2,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Detta ger enl (2) en totalvärmeavgivande area på

$$A = \frac{10^6}{960 \cdot 2,5} = 417 \text{ m}^2$$

vilket

med en medeldiameter på kopparrören av 0.034 mm innebär en total kopparrörslängd av

$$L_{cu} = \frac{417}{0,034 \cdot \pi} = 3900 \text{ m}$$

Då $P = Q \cdot c_p \cdot \rho \cdot \Delta t$

och Δt för brinen är 2°C blir det totala brineflödet

$$Q_b = \frac{10^6}{3350 \cdot 1100 \cdot 2} = 0,13 \text{ m}^3/\text{s}$$

Med en genomströmningshastighet av 1 m/s blir den totala genomströmningsarean för brinevätskan $\frac{0,13}{1} = 0,13 \text{ m}^2$

Då ett rör har arean $\pi \cdot \left(\frac{0,032}{2}\right)^2$

Blir antalet rör

$$\frac{0,13}{\pi \left(\frac{0,032}{2}\right)^2} = 162$$

Totala rörlängden är 3 900 vilket medför att varje rör blir

$$\frac{3\ 900}{162} = \underline{24 \text{ m}}$$

För havsvattnet blir det totala flödet med $\Delta t = 1^\circ\text{C}$

$$Q_h = \frac{10^6}{4200 \cdot 10^3} = 0,24 \text{ m}^3/\text{s}$$

och med en havsvattenhastighet av 1 m/s blir totala genomströmningsarean $0,24 \text{ m}^2$.

Vid en tidigare ansatt area per kanal för havsvattnet av $\pi (0,022)^2$ blir enligt detta antalet tuber

$$\frac{0,24}{\pi \cdot 0,022^2} = 158 \text{ st.}$$

vilket i princip överensstämmer med det framräknade antalet rör för brinevätskan.

Tubknippets diameter bestäms av en brinearea av 0.13 och en havsvattenarea av 0.24 m^2 , totalt tvärsnitt 0.38 m^2 , diameter 0.70 meter.

Det är tänkbart att ett alternativ som ger kortare tuber och större diameter kan vara gynnsammare. Eftersom vattnet skall hämtas på 30 à 40 meters djup är å andra sidan en 24 meter lång vertikal värmeväxlare ingen nackdel, förutsatt att uppbyggnad och hantering ej möter stora problem.

Ett slangpaket av korrugerad polyetenslang dimensioneras för ispåfrysning vid en vattentemperatur nära noll och en brinetemperatur in -3°C , ut -1°C . Vid en viss högre vattentemperatur bör full värmeövergång ske genom egenkonvektion utan ispåfrysning.

Vid ispåfrysning förutsättes vattentemperaturen på isskorpans utsida vara noll och eftersom påfrysning sker är det skenbara α -värdet högt. Vid slangens insida erhålles som i alternativ 3.1 med en brinehastighet av 0,5 m/s och en slangdiameter av 0,05 m ett $\alpha_{i,w} \sim 1200$. För väggen gäller $\delta = 0,001$ och $\lambda = 0,33$, för isen förutsättes $\delta_{\max} = 0,005$ och $\lambda = 2,1$, därur

$$\frac{1}{k_{\min}} = \frac{1}{1200} + \frac{0,005}{2,1} + \frac{0,001}{0,33}$$

$$k_{\min} = 160$$

Då isen avlägsnats gäller på utsidan för ren slang då ny påfrysning börjar

$$\frac{1}{k_{\max}} = \frac{1}{1200} + \frac{0,001}{0,33}$$

$$k_{\max} = 260$$

Under en påfrysningscykel blir medelvärdet av $K = \sqrt{160 \times 260} = 200$, därur vid en logaritmisk medeltemperaturdifferens av $1,7^{\circ}\text{C}$ slangarean

$$A = \frac{10^6}{200 \times 1,7} \sim 3000 \text{ m}^2$$

$$\text{Värmeupptagningen } \frac{10^6}{3000} = 330 \text{ W/m}^2 \text{ ger}$$

tiden för påfrysning av 5 mm is

$$t = \frac{0,005 \times \pi \times 0,05 \times 1 \times 0,9 \times 10^3 \times 80}{\pi \times 0,05 \times 330 \times 10^3 \times 0,24 \times 60} = 75 \text{ minuter}$$

dvs avisning genom tryckändringar i brineströmmen bör ske ca 1 gång per timme.

Vid egenkonvektion i havsvatten av ca + 4°C, $\theta_{1m} = 5,9$
 blir $\alpha_{utv} \sim 28,4 \times \left(\frac{5,9}{0,05}\right)^{1/4} = 94$ och

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{200} + \frac{1}{94} + \frac{0,001}{0,33} + \frac{0,001}{2}$$

som ger $k = 67$, inklusive effekten av ett 1 mm tjockt smuts-
 skikt. Detta ger för 3 000 m² erforderlig temperaturdifferens

$$\theta_{1m} = \frac{10^6}{3000 \times 67} = 5,0$$

därur erforderlig vattentemperatur = + 3,1°C
 (denna avvikelse från antaget 4°C ger ingen påtaglig föränd-
 ring av α_{utv} och k-värdena ovan).

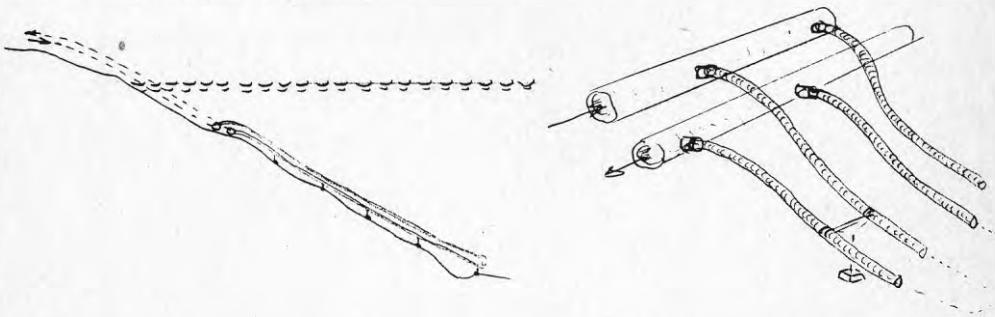
3 000 m² yta med slangdiameter 0,05 och korrugering som
 konservativt räknat ger 50 % ytförstoring ger slanglängden
 12 800 meter. Brineflöde 0,14 m³/s vid 0,5 m/s ger 140 parallella
 slangar om vardera 91 meters längd.

Tryckfallet i slangen blir med hänsyn till den grova ytstruk-
 turen ca $0,08 \times \frac{91}{0,05} \times \frac{1100 \times 0,5^2}{2} = 18$ kPa

Totala tryckfallet i brinekretsen kan uppskattas till 80 kPa och
 därur pumparbetet 15 kW.

Slangarna arrangeras lämpligen som hårnålsformade slingor som
 börjar och slutar i två parallella samlingsrör. Avstånd mellan
 slangarna av 1 meter ger en slangmatta som täcker 140 x 45 m²
 bottenyta.

Om i stället slangdiametern 0,1 m väljes blir påverkan på α och
 k-värden liten och slangarean fortfarande ca 3000 m², fördelad
 på 35 slangar à 180 meters längd, utlagda över en bottenyta av
 35 x 90 m². Denna form av slangpaket kan vara lättare att han-
 tera och underhålla.



8.3 Pumpeffekter

8.3.1 Pumpeffekter för uppföring av havsvatten till platt- värmväxlare på land

Totala tryckuppsättningen för pumpen

$$\Delta P_{tot} = \Delta P_u + \Delta P_r + \Delta P_s + \Delta P_{vx} \quad \text{----- (18)}$$

index u = uppföring, r = rörförlust, s = stötförlust

Här antages att uppföringshöjden huvudsakligen upphäves genom hävertverkan och netto uppföringstryck, $\Delta P_a = 20 \text{ kPa}$

Vidare antages att den slang som hämtar vattnet på ca 40 m djup är ca 100 m lång. Diametern på denna slang bör vara 300 mm och ΔP_r blir då ca 15 kPa. Då det dynamiska trycket är ca 2 kPa och ξ för böjar kan sättas till $\xi = 0,2$ fås med 50 böjar och ventiler ett stötmotstånd på $\Delta P_s = 50 \times 0,2 \times 2 = 20 \text{ kPa}$.

ΔP_{vx} är enligt förutsättningarna här 70 kPa

$P_{tot} = 125 \text{ kPa}$ lägges därtill en viss marginal väljes 160 kPa.

Pumpmotoreffekten P ges av

$$P = \frac{Q \cdot \Delta P}{\eta_{motor} \cdot \eta_{pump}}$$

där η_{motor} sättes $\sim 0,90$
 $\eta_{pump} \sim 0,85$

Detta ger en pumpeffekt i alternativ 1.1 på

$$P = \frac{0,12 \cdot 160 \cdot 10^3}{0,9 \cdot 0,85} = 25 \text{ kW}$$

För alternativen 1.2 - 1.4 blir effekterna p.s.s.

$$\begin{aligned} 1.2 \quad \Delta P_u &\sim 20 \text{ kPa} \\ \Delta P_r &\sim 6 \text{ kPa} \\ \Delta P_s &\sim 70 \text{ kPa} \\ \Delta P_{wx} &\sim 70 \text{ kPa} \\ \Delta P_{\text{tot}} &\sim 180 \text{ kPa} \\ Q &\sim 0,24 \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

$$P = \frac{0,24 \cdot 180 \cdot 10^3}{0,9 \cdot 0,85} = 57 \text{ kW}$$

1.3 Samma värden som i 1.1 men $\Delta P_{wx} = 30 \text{ kPa}$

$$P = \underline{19 \text{ kW}}$$

1.4 Samma värden som i 1.2 men $\Delta P_{wx} = 30 \text{ kPa}$

$$P = \underline{45 \text{ kW}}$$

8.3.2 Pumpeffekten för pumpning av brinevätska i alternativ 1.1 - 1.4

$$\Delta P_{\text{tot}} = \Delta P_{wx} + \Delta P_{\text{förlängare}} + \Delta P_{\text{rör+stöt}}$$

$$\begin{aligned} 1.1 \quad \Delta P_{wx} &\sim 80 \text{ kPa} \\ \Delta P_{\text{förlängare}} &\text{ antages } \sim 50 \text{ kPa} \\ \Delta P_{\text{rör+stöt}} &\sim 15 \text{ kPa} \\ \Delta P_{\text{tot}} &\sim 150 \text{ kPa} \quad Q_b = 0,14 \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

$$P = \frac{0,14 \cdot 150 \cdot 10^3}{0,9 \cdot 0,85} = 28 \text{ kW}$$

1.2 som i 1.1 men med $Q_b = 0,28 \text{ m}^3/\text{s}$

$$P = \underline{56 \text{ kW}}$$

1.3 som i 1.1 men $\Delta P_{wx} = 30 \text{ kPa}$

$$P = \underline{22 \text{ kW}}$$

8.3.3 Pumpeffekten i alternativ 2.1

Tryckfallen i värmeväxlaren har i alternativ 2.1 överslagsvis beräknats till 60 kPa på vattensidan och 90 kPa på brinesidan. Därtill kommer förlust- och uppfodringshöjderna på samma sätt som i alternativ 1.1 som ger totala trycket 150 kPa på vattensidan och 150 kPa på brinesidan.

Med flödet på havsvattensidan = $0,12 \text{ m}^3/\text{s}$ och på brinesidan $0,14 \text{ m}^3/\text{s}$ erhålles

$$P_h = \frac{0,12 \times 150 \times 10^3}{0,9 \times 0,85} = 23 \text{ kW}$$

$$P_b = \frac{0,14 \times 150 \times 10^3}{0,9 \times 0,85} = 30 \text{ kW}$$

8.3.4 Pumpeffekten i alternativ 2.2

Tryckfallet har i alternativet 2.2 överslagsvis beräknats till 25 kPa på vattensidan och 80 kPa på brinesidan. Med övriga tryckfall i systemen erhålles totalt ca 125 kPa på vattensidan och 150 på brinesidan.

Med flödet på havsvattensidan = $0,24 \text{ m}^3/\text{s}$ och på brinesidan = $0,27 \text{ m}^3/\text{s}$ erhålles

$$P_h = \frac{0,24 \times 125 \times 10^3}{0,9 \times 0,85} = 40 \text{ kW}$$

$$P_b = \frac{0,27 \times 150 \times 10^3}{0,9 \times 0,85} = 55 \text{ kW}$$

8.3.5 Pumpeffekten för brinevätskan i plastlångar 3.1

Brineflöde $0.14 \text{ m}^3/\text{s}$

Två alternativ föreligger, först beräknas fallet med $\emptyset = 0.1 \text{ m}$

- 1 I varje slang i växlaren strömmar $\frac{0.14}{36} = 0.0039 \text{ m}^3/\text{s}$

Detta ger upphov till ett $P_{\text{dyn}} = 70 \text{ Pa}$

och ett rörmotstånd av 18 Pa/m

Varje slangpaket har ca 20 st 180° böjar och är 210 m långt vilket ger:

$$\Delta P_{\text{stöt}} = 20 \cdot 1,8 \cdot 70 \sim 2,5 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_{\text{rör}} = 18 \cdot 210 \sim 3,8 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_{\text{förenigare}} \text{ antages} \sim 50 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_{\text{tillkoppslang}} \sim 23 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_{\text{tot}} \sim 80 \text{ kPa}$$

$$P = \frac{80 \cdot 0.14}{0.9 \cdot 0.85} \sim 15 \text{ kW}$$

- 2 Efter genomräkning av fallet då $\emptyset = 0.05 \text{ m}$ erhålles i stort samma effekt som ovan,

$$P = 15 \text{ kW}$$

8.3.6 Effekt för bubbling av havsvattnet genom kyltornet (mammutpumpning) alternativ 3.2

För detta ändamål behövs en kompressor med tillräckligt arbetstryck för att ge finfördelat luftutsläpp ner till 50 m djup.

För exakt bestämning av storlek (luftflöde, effekt etc) på denna behöver troligen fullskaleprov utföras.

Det finns emellertid god empirisk erfarenhet av bubblande tryckluftslangar på havsbotten för diverse ändamål (isfria hamnar, syresättning etc) och de utarbetade riktvärden som finns kan tjäna som riktvärden för val av kompressor.

Vid en önskad strömning av vattnet åtgår ca 0.08 l luft/m-s dvs om luftslangen antages vara ungefär lika lång som de i "kyltornet" placerade brineslangarna kommer kompressorerna i alternativ 1.2 och 3 behöva omkring 8 - 12 l luft per sekund.

För att vara garderad mot de tryckfall som uppstår samt friktion mot kyltornets väggar mm oförutsett väljes t ex en kompressor som ger ca 25 l/s vid 7 bar. En dylik kompressor har ett effektbehov i storleksordningen 10 - 12 kW.

8.3.7 Pumpeffekt för brine i alternativ 3.2

Dessa effekters storlek är mycket lika de i alternativet 3.1 varför 15 kW kan sättas som rimligt värde.

8.3.8 Pumpeffekt för havsvattenflöde för vertikalt rör(tub)paket

En approximativ ekvivalent diameter för havsvattenkanalerna är enl föregående 0.044 m. Detta ger en area per kanal av $1.25 \times 10^{-3} \text{ m}^2$.

Med en hastighet av 1 m/s blir flödet per kanal $1.25 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$.

Enligt rörtabeller skulle man med dessa data i ett 42 mm kopparrör erhålla ett rörmotstånd på $R = 300 \text{ Pa/m}$. Detta vid en ytråhet på 0.01 mm.

På havsvattensidan blir dock ytråheten p g a bl a försmutsning större, säg 0.2 mm. Detta ger enligt Colbrooks formel (16) och (17) med upprepade itereringar ett λ värde på 0.035, vilket medför ett R-värde på ca 450 Pa/m dvs 50% högre än det ovan angivna.

Med en rörlängd på 24 m/kanal blir $R_{\text{tot}} = 24 \times 450 = 11 \text{ kPa}$

och en total verkningsgrad på propellern av 50% blir

$$\text{effekten } P = \frac{0,24 \cdot 11}{0,5} = 6 \text{ kW}$$

8.3.9 Pumparbete för brinevätska i alternativ 4

Enligt förutsättningarna var brineflödet $0,14 \text{ m}^3/\text{s}$ och antalet rör 162 st. Det ger ett flöde per rör på $9,0 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$.

Med en innerdiameter av 0.032 mm ger rörtabellerna ett rörmotstånd $R = 350 \text{ Pa/m}$ och ett totalt rörmotstånd

$$R_{\text{tot}} = 350 \times 24 = 8,5 \text{ kPa.}$$

För 200 m tilloppsledning \varnothing 300 mm fås samma som för alternativ 3 dvs 23 kPa.

$$\Delta p \text{ (förångare)} = 50 \text{ kPa}$$

$$\Delta p_{\text{tot}} \sim 85 \text{ kPa}$$

$$\text{och } P = \frac{0,14 \times 85}{0,9 \times 0,85} = \underline{16 \text{ kW}}$$

9 Ekonomisk bedömning och jämförelse av olika värmeväxlaralternativ

9.1 Teknisk/ekonomisk optimering av en värmeväxlare kan endast göras tillsammans med optimering av hela systemet. Ett försök att under givna, nominella antaganden beräkna värmeväxlarens kostnad per upptagen kWh görs i detta avsnitt för illustration av de olika lösningarnas relativa kostnad och effektivitet. I kostnaden som studeras ingår själva värmeväxlaren, dess pump- och rörsystem på havsvattensidan och dess pump- och rörsystem på värmebärarsidan fram till förångaren.

Nominella antaganden:

Anläggningens livslängd	20 år
Avskrivningstid	20 år
Restvärde	0 kr
Kalkylränta	12 %
Drifttid per år	7 000 h
Elenergi kostnad per kWh	20 öre
Upptagen effekt	1 MW
Upptagen energi per år	7×10^6 kWh

9.2 Kostnadsberäkning plattvärmeväxlare

9.2.1 Alternativ 1.1

Anläggningskostnader

Plattvärmeväxlare titan	120 m ²	164 000:-
Pump havsvatten brons	25 kW	25 000:-
Pump brinevätska	28 kW	28 000:-
Slangar (livslängd 10 år) 250 m Ø 300 à		
	180:-/m	45 000:-
Intagsgaller, kopplingar, silar etc		15 000:-
Förankring, övrigt		25 000:-
Installationskostnad (arbete)		50 000:-
		<hr/>
	Totalt	352 000:-

<u>Årskostnader</u>	
Annuitet	47 000:-
Elkostnader	81 000:-
Reparation och underhåll	20 000:-
Övrigt	25 000:-
	<u>173 000:-</u>
	=====

$$\text{Kostnad/kWh} \frac{173\ 000}{7 \times 10^6} = 2,5 \text{ öre}$$

9.2.2 Alternativ 1.2

<u>Anläggningskostnader</u>	
Plattvärmväxlare titan 100 m ²	159 000:-
Pump havsvatten brons 57 kW	46 000:-
Pump brine 56 kW	44 000:-
Slangar (livslängd 10 år) 250 m	
Ø 400 à 320:-/m	80 000:-
Intagsgaller, kopplingar, silar etc	15 000:-
Förankring, övrigt	25 000:-
Installationskostnad (arbete)	50 000:-
	<u>419 000:-</u>
	=====

<u>Årskostnader</u>	
Annuitet	56 000:-
Elkostnader	158 000:-
Reparation och underhåll	20 000:-
Övrigt	25 000:-
	<u>259 000:-</u>
	=====

$$\text{Kostnad/kWh} \frac{259\ 000}{7 \times 10^6} = 3,7 \text{ öre}$$

9.2.3 Alternativ 1.3Anläggningskostnader

Plattvärmväxlare titan 185 m ²	242 000:-
Pump havsvatten brons 19 kW	20 000:-
Pump brine 22 kW	23 000:-
Slangar (livslängd 10 år) 250 m Ø 300 à 180:-/m	45 000:-
Intagsgaller, kopplingar, silar etc	15 000:-
Förankring, övrigt	25 000:-
Installationskostnad (arbete)	50 000:-
	<hr/>
Totalt	375 000:-

Årskostnader

Annuitet	50 000:-
Elkostnader	63 000:-
Reparation och underhåll	20 000:-
Övrigt	25 000:-
	<hr/>
Kostnad/kWh $\frac{158\ 000}{7 \times 10^6} = 2,3$ öre	158 000:- =====

9.2.3.1 Kompletteringsalternativ

För belysande av effekten av ändrade temperaturdifferenser i alternativ 1.3 göres följande kompletterande överslagsberäkningar.

1.3.1 Havsvatten = + 4 → + 1°C
 Brine = 0 → + 3°C
 $\Theta_{lm} = 1^\circ\text{C}$
 Värmeväxlarstorlek $\frac{10^6}{4\ 000} \times 0,9 = 276\ \text{m}^2$
 Vätskeflöden 0,08 resp 0,09 m³/3
 Tryckfall 30 kPa
 Pumparbeten 13 + 15 kW

Anläggningskostnader

Plattvärmeväxlare, titan, 276 m ²	330 000
Pumpar	30 000
Slangar, Ø 200	35 000
Övrigt	40 000
Installation	<u>50 000</u>
Summa	485 000

Årskostnad

Annuitet	65 000
Elkostnad	43 000
Reparation och underhåll	20 000
Övrigt	<u>25 000</u>
Summa	153 000

$$\text{Kostnad/kWh} = \frac{153\ 000}{7 \times 10^6} = 2,2 \text{ öre}$$

1.3.2 Extremfall för jämförelse

Havsvatten = + 4°C → + 0,5°C
 Brine = 0 → + 3,5°C
 $\Theta_{lm} = 0,5^\circ$
 Värmeväxlarstorlek = 550 m²
 Pumparbeten 12 + 13 kW

Anläggningskostnaden ökar för värmeväxlaren med ca 280 000, annuiteten ökar med 37 000, elkostnaden minskar 5 000 varför kostnaden per kWh ökar till $\frac{185\ 000}{7 \times 10^6} = 2,6$ öre

9.2.4 Alternativ 1.4

Anläggningskostnader

Plattvärmeväxlare titan 170 m ²	243 000:-
Pump havsvatten brons 45 kW	40 000:-
Pump brine 44 kW	40 000:-
Slangar (livslängd 10 år) 250 m Ø 400 à 320:-	80 000:-
Intagsgaller, kopplingar, silar etc	15 000:-
Förankring, övrigt	25 000:-
Installationskostnad (arbete)	50 000:-
	<hr/>
Totalt	493 000:-

Årskostnader

Annuitet	66 000:-
Elkostnader	137 000:-
Reparation och underhåll	20 000:-
Övrigt	25 000:-
	<hr/>
	248 000:-
	=====

Kostnad/kWh $\frac{248\ 000}{7 \times 10^6} = 3,6$ öre

9.2.5 Alternativ 1.5, folieelement i bassängAnläggningskostnader

Plastfolieelement, 4 000 m ² à 10:-	40 000:-
Bassäng, 200 m ³	100 000:-
Pump, havsvatten 20 kW	20 000:-
Pump, brine 20 kW	20 000:-
Havsvattenslang, silar mm	80 000:-
Installationskostnad	50 000:-
Totalt	310 000:-

Årskostnader

Annuitet	41 000:-
Elkostnader	56 000:-
Reparation och underhåll	30 000:-
Övrigt	25 000:-
	152 000:-

$$\text{Kostnad/kWh} = \frac{152\ 000}{7 \times 10^6} = 2,2 \text{ öre}$$

9.3 Kostnadsberäkning tubvärmeväxlare9.3.1 Alternativ 2.1Anläggningskostnader

Värmeväxlare 600 m ²	420 000:-
Pump havsvatten 25 kW	25 000:-
Pump, brine 30 kW	30 000:-
Slangar 250 m Ø 300	45 000:-
Intagsgaller, kopplingar, silar etc	15 000:-
Förankring, övrigt	25 000:-
Installationskostnad (arbete)	75 000:-
Totalt	635 000:-

Årskostnader

Annuitet	84 000:-
Elkostnader	84 000:-
Reparation och underhåll	40 000:-
Övrigt	25 000:-
	<u>233 000:-</u>
	=====

$$\text{Kostnad/kWh} = \frac{233\ 000}{7 \times 10^6} = 3,0 \text{ öre}$$

9.3.2 Alternativ 2.2Anläggningskostnader

Värmeväxlare 400 m ²	280 000:-
Pump, havsvatten 40 kW	38 000:-
Pump, brine 55 kW	44 000:-
Slangar, 250 m Ø 400	80 000:-
Intagsgaller, kopplingar, silar etc	15 000:-
Förankring, övrigt	25 000:-
Installationskostnader (arbete)	75 000:-
	<u>557 000:-</u>
	=====
	Totalt

Årskostnader

Annuitet	74 000:-
Elkostnader	133 000:-
Reparation och underhåll	40 000:-
Övrigt	25 000:-
	<u>272 000:-</u>
	=====

$$\text{Kostnad/kWh} = \frac{272\ 000}{7 \times 10^6} = 3,9 \text{ öre}$$

9.4 Kostnadsberäkning rör (slang) värmväxlare

9.4.1 Alternativ 3.1.1

Anläggningskostnader

Värmeöverförande slangar	
7 500 m, korrugerad Ø 100 à 10:-	75 000:-
"Kyltorn", samlings- och fördelningslådor, kopplingar	200 000:-
Pump brine 15 kW	20 000:-
Slangar (livslängd 10 år) 250 m Ø 300 à 180:-	45 000:-
Kopplingar, förankring, övrigt	75 000:-
Installationskostnader (arbete)	100 000:-
	<hr/>
Totalt	515 000:-

Årskostnader

Annuitet	70 000:-
Elkostnader	23 000:-
Reparation och underhåll, målning av slang- paket	40 000:-
Övrigt	25 000:-
	<hr/>
	158 000:-

$$\text{Kostnad/kWh} \frac{158\ 000}{7 \times 10^6} = 2,3 \text{ öre}$$

Om slangen kan förläggas löst på havsbotten minskar anläggningskostnaden med 100 000:- och kWh-kostnaden med 0,2 öre, men underhållskostnaden ökar.

9.4.2 Alternativ 3.1.2Anläggningskostnader

Värmeöverförande slangar

14 000 m Ø 50mm à 5:-	70 000:-
"Kyltorn", samlings- och fördelningslådor, kopplingar	200 000:-
Pump brine 15 kW	20 000:-
Slangar (livslängd 10 år) 250 m Ø 300 à 180:-	45 000:-
Kopplingar, förankring, övrigt	75 000:-
Installationskostnader (arbete)	100 000:-
Totalt	510 000:-

Årskostnader

Annuitet	6 8 000:-
Elkostnader	23 000:-
Reparation och underhåll, målning av slangpaket	40 000:-
Övrigt	25 000:-
	<u>156 000:-</u>

$$\text{Kostnad/kWh} \frac{156\ 000}{7 \times 10^6} = 2,2 \text{ öre}$$

Om slangen kan förläggas löst på botten minskas anläggningskostnaden med 100 000 och kWh-kostnaden med 0,2 öre men underhållskostnaden ökar.

9.4.2.1 Kompletteringsalternativ

För belysande av kostnadens beroende av temperatur-differensen beräknas för alternativ 3.1.2 också värmeväxlare med temperaturstegring på brinesidan av 1°C och 3°C. Med konstant havsvattentemperatur erhålles då

alternativ 3.1.2.1 brine 0°C → + 1°C; $\Theta_{lm} = 3,4$,

alternativ 3.1.2.2 Brine 0°C → + 3°C; $\Theta_{lm} = 2$

Följande överslagsmässiga beräkningar görs. Alternativ 3.1.2.1, oförändrad strömmingshastighet, oförändrat k-värde,

$$\text{värmeytan } \frac{10^6}{105 \times 3,4} = 2\ 800\ \text{m}^2$$

ger total, korrigerad slanglängd = 12 000 m.

Brineflödet ökar till 0,28 m³/s vilket fordrar 286 parallellkopplade slangar, vardera 42 m långa.

Tryckfallet minskar genom att slangarna blir kortare men totala tryckfallet påverkas obetydligt.

Pumpeffekten för brinevätskan fördubblas genom det fördubblade flödet till 30 kW. Anläggningskostnaden minskar med 10 000 för slangpaketet och pumpkostnaden ökar med 15 000. Årskostnaden ökar med 1 000 genom annuiteten och ökar 21 000 genom elkostnaderna. Årskostnaden blir därigenom 178 000, motsvarande 2,5 öre/kWh.

För alternativ 3.1.2.2 erhålles på samma sätt värmeytan

$$\frac{10^6}{105 \times 2} = 4\ 800\ \text{m}^2, \text{ total korrigerad slanglängd } 20\ 500\ \text{m.}$$

Brineflödet minskar till 0,09 m³/s vilket ger 95 parallellkopplade slangar, vardera 510 m lång.

Tryckfallet i slangen ökas till ca 90 kPa och pumpeffekten

$$\text{blir } \frac{90 \times 0,09}{0,9 \times 0,85} = 11\ \text{kW}$$

Anläggningskostnaden ökar med 38 000 för slangpaketet.

Årskostnaden ökar 5 000 genom annuiteten och minskar 6 000 för elkostnaderna. Årskostnaden blir därigenom 155 000, motsvarande 2,2 öre/kWh.

Anläggningskostnader

Värmeöverförande slangar	
8 000 m Ø 50mm à 5:-	40 000:-
"Kyltorn", samlings- och fördelningslådor, kopplingar	200 000:-
Pump brine 15 kW	20 000:-
Slangar (livslängd 10 år) 250 m Ø 300 à 180:-	45 000:-
Kompressor 10 kW för bubbling med utrustning, slang etc	20 000:-
Kopplingar, förankring, övrigt	75 000:-
Installationskostnader (arbete)	100 000:-
	<hr/>
Totalt	500 000:-

Årskostnader

Annuitet	67 000:-
Elkostnader	40 000:-
Reparation, underhåll, målning av slangpaket	40 000:-
Övrigt	25 000:-
	<hr/>
	172 000:-

$$\text{Kostnad/kWh} \frac{172\ 000}{7 \times 10^6} = 2,5 \text{ öre}$$

9.4.3.1 Kompletteringsalternativ

För belysande av temperaturdifferensens inverkan på kostnaden beräknas för alternativ 3.2.1 också värmeväxlare med temperaturstegring på brinesidan av 1°C och 3°C. Med konstant havsvattentemperatur erhålles då

alternativ 3.2.1.1 brine 0°C → + 1°C. $Q_m = 3,4$

alternativ 3.2.1.2 brine 0°C → + 3°C. $Q_m = 2$

Alternativ 3.2.1.1

Med oförändrade strömningshastigheter och k-värde blir värmeytan 1 640 m² och slanglängden 6 800 m, det dubbla brineflödet ger 286 parallellkopplade slangar om 24 m. Tryckfallet på brinesidan minskar genom de kortare slangarna men totala tryckfallet påverkas ej nämnvärt. Tryckfallet på havsvattensidan är som förut försumbart. Pumpeffekten fördubblas genom det dubbla brineflödet till 30 kW.

Anläggningskostnaden minskar med 6 000 för slangkostnader och ökar 15 000 för större pump. Årskostanden ökar 1 000 för annuiteten och ökar 21 000 för elkostnader. Årskostnaden blir därigenom 194 000, motsvarande 2,8 öre/kWh.

Alternativ 3.2.1.2

På samma sätt erhålles här värmeytan 2 800 m², total slanglängd 11 700 m. Brineflödet minskar till 0,09 m³/s vilket ger 95 parallellkopplade slangar om 122 m vardera.

Tryckfallet i slangarna ökar till 88 kPa och pumpeffekten blir 10 kW. Anläggningskostnaden ökar med 19 000:- för slangpaketet, årskostnaden ökar 6 000 genom annuiteten och minskar 7 000 för elkostnaderna. Årskostnaden blir därigenom 171 000, motsvarande 2,4 öre/kWh.

9.4.4 Alternativ 3.2.2Anläggningskostnader

Värmeöverförande slangar

4 800 m Ø 100 mm à 10:-	48 000:-
"Kyltorn", samlings- och fördelningslådor, kopplingar	200 000:-
Pump brine 15 kW	20 000:-
Slangar (livslängd 10 år) 250 m Ø 300 à 180:-	45 000:-
Kompressor 10 kW för bubbling med slang o	
Övrig utrustning	25 000:-
Kopplingar, förankring, övrigt	75 000:-
Installationskostnader (arbete)	100 000:-
	<hr/>
Totalt	513 000:-
	=====

Årskostnader

Annuitet	69 000:-
Elkostnader	35 000:-
Reparation, underhåll, målning av slangpaket	40 000:-
Övrigt	25 000:-
	<hr/>
	169 000:-
	=====

$$\text{Kostnad/kWh} \frac{169\ 000}{7 \times 10^6} = 2,4 \text{ öre}$$

9.4.5 Alternativ 3.2.3Anläggningskostnader

Värmeöverförande slangar

400 m Ø 100 mm à 10:-	44 000:-
"Kyltorn", samlings/fördelningslådor, kopplingar	200 000:-
Pump brine 15 kW	20 000:-
Slangar (livslängd 10 år) 250 m Ø 300 à 180:-	45 000:-
Kompressor 10 kW för bubbling med slang och tillbehör	20 000:-
Kopplingar, förankring, övrigt	75 000:-
Installationskostnader (arbete)	100 000:-
Totalt	504 000:-

Årskostnader

Annuitet	68 000:-
Elkostnader	40 000:-
Reparation, underhåll	20 000:-
Rengöring av slangpaket	20 000:-
Övrigt	25 000:-
	173 000:-

$$\text{Kostnad/kWh} \frac{173\ 000}{7 \times 10^6} = 2,5 \text{ öre}$$

9.5.1 Alternativ 4.1Anläggningskostnader

Kopparnickelrör Ø 35 mm 3 900 m à 35:-	137 000:-
Omkringliggande plaströr 24 m Ø 700 mm à 700:-	17 000:-
Kopplingar, samlingslådor, fixturer etc	100 000:-
Hydraulpump o dyl för havsvattencirkulation	25 000:-
Pump brine	20 000:-
Slangar (livslängd 10 år) 250 m Ø 300 à 180:-	45 000:-
Kopplingar, förankring, övrigt	100 000:-
Installationskostnad (arbete)	100 000:-
	<hr/>
Totalt	544 000:-

Årskostnader

Annuitet	73 000:-
Elkostnader	30 000:-
Reparation, underhåll	20 000:-
Rengöring, behandling av CuNi-rör	20 000:-
Övrigt	25 000:-
	<hr/>
	168 000:-
	=====

$$\text{Kostnad/kWh} \frac{168\ 000}{7 \times 10^6} = 2,4 \text{ öre}$$

9.5.1.1 Kompletteringsalternativ

För detta alternativ ^{4.1/}synes det intressant att närmare bedöma dels effekten av andra temperaturdifferenser, dels effekten av ökad strömningshastighet. Följande varianter studeras

Alternativ 4.1.1 Som 4.1 men dubbla vatten och brinehastigheterna (2 m/s)

4.1.2.1 m/s, brinetemperatur ut = 1°C

4.1.3 1 m/s, brinetemperatur ut = 3°C

den tidigarevalda en grad temperatursänkning på havsvattnet varierar ej då större temperatursänkning knappast kan uppnås och alternativet vid mindre temperatursänkning övergår i alternativ 3.2

Alternativ 4.1.1

Överslagsvis ger 2 m/s i båda vätskeflödena

$\alpha_{\text{utv}} = 4\ 700$, $\alpha_{\text{inv}} = 4\ 300$ och k-värdet ökar till 1 440 = 50% ökning. Detta ger $A = 280\ \text{m}^2$, $l_{\text{rör}} = 2\ 600$ innebärande 81 rör à 32 m längd. Tryckfallen i värmeväxlaren blir fyrdubbla men flödena är oförändrade. Pumparbetet på havsvattensidan ökar från 6 till 24 kW medan på brinesidan endast tryckfallet i tubpaketet ökar och totala tryckfallet ökar från 85 till 110 kPa. Pumpeffekten från 16 till 21 kW.

Anläggningskostnaden minskar för rörpaketet med 45 000, pumpkostnaden ökar med 35 000. Årskostnaden minskar 1 000 på annuiteten och ökar 32 000 för elkostnaden. Kostnaden per kWh ökar från 2,4 till 2,8 öre.

Alternativ 4.1.2

Om endast 1°C temperaturstegring tas ut på brinesidan blir medeltemperaturdifferensen 3°C och med $k=960$ som förut blir rörlängden 3 250 m. Brineflödet fördubblas vilket leder till 320 rör om vardera 10,2 meter. Tubdelningen justeras så att rätt förhållanden uppstår också på vattensidan vilket ej

nämnvärt påverkar kostnaden. Pumparbetet stiger i proportion till det ökade flödet men tryckfallet minskar något i rörpaketet

$$P = \frac{0,28 \times 80}{0,9 \times 0,85} = 30 \text{ kW}$$

Effektbehovet på vattensidan blir oförändrat.

Anläggningskostnaden minskar med 23 000 för rörpaketet och ökar 15 000 för pumpar. Årskostnaden minskar 1 000 för annuiteten och ökar 20 000 för elkostnader. Årskostnaden blir 187 000 eller 2,7 öre/kWh.

Alternativ 4.1.3

Om i stället 3^o temperaturstegring tas ut på brinesidan blir medeltemperaturdifferensen 1,7^oC och rörlängden 5 700 m. Brineflödet reduceras till 0,09 m³/s vilket ger 110 tuber à 51 meter. Detta är uppenbarligen ett olämpligt långt tubpaket men beräkningen fullföljs för att konsekvensen skall kunna studeras, lämpligare men likvärdiga arrangemang kan sedan finnas. Pumparbetet på brinesidan minskar i takt med flödet men ökar genom de längre tuberna och blir

$$P = \frac{0,09 \times 95}{0,9 \times 0,85} = 11 \text{ kW}$$

På havsvattensidan är effekten oförändrad. Anläggningskostnaden ökar med 61 000 för rörpaketet och minskar 5 000 för pumparna. Årskostnaden ökar 7 500 genom annuiteten och minskar 7 000 genom elbehovet. Kostnaden per kWh blir oförändrad 2,4 öre.

9.6 Alternativ 5, plastslang med ispåfrysning

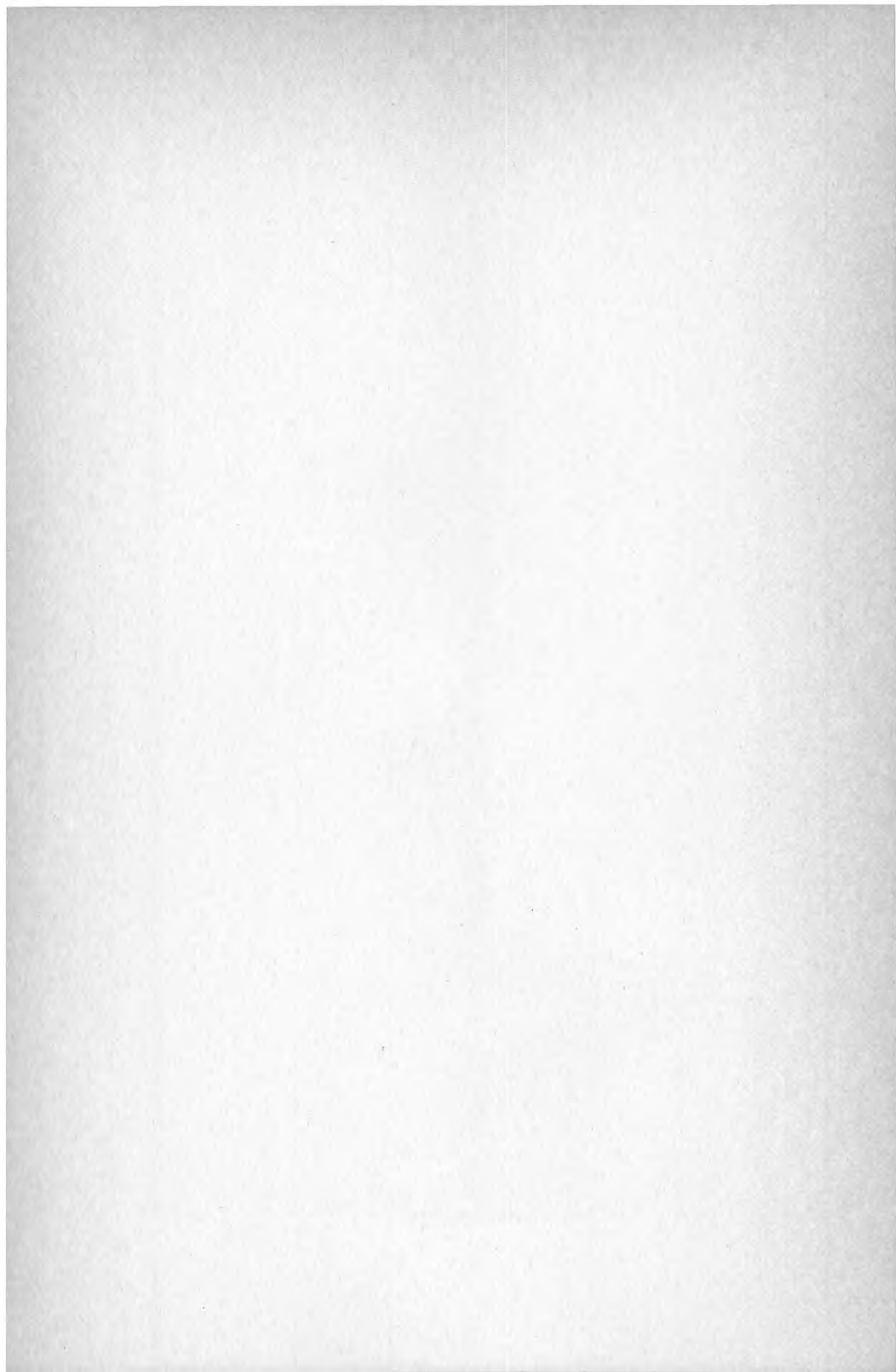
Anläggningskostnader

plastslang 12 800 m à 5:-	= 64 000
(6 400 m à 10:-)	
fördelningslådor 150 m à 400:-	60 000
brineslang dia 300, 250 m à 180:-	45 000
brinepump	25 000
förankring mm	50 000
installation	<u>100 000</u>
Summa	344 000

Årskostnader

annuitet	46 000
elkostnad	21 000
underhåll	40 000
övrigt	<u>25 000</u>
	132 000

$$\text{Kostnad per kWh} = \frac{132\ 000}{7000 \times 10^3} = 1,9 \text{ öre}$$



**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 790029-7
från Statens råd för byggnadsforskning till Salén
Technologies AB, Stockholm.**

R123: 1980

ISBN 91-540-3337-3

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6700223

**Abonnemangsgrupp:
W. Installationer**

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

Cirka pris: 35 kr exkl moms