



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.



Sjöförlagd värmeväxlare

Förstudie: utomhusbad i Karlstad

Fredrik Norin
Holger Strååt
Waldemar Tarkowski

INSTRUMENT FÖR
BYGGDOKUMENTATION

Accnr 80-1511

Plac Ser

V.
M/A

R96:1980

SJÖFÖRLAGD VÄRMEVÄXLARE

Förstudie: utomhusbad i Karlstad

Fredrik Norin
Holger Strååt
Waldemar Tarkowski

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag
781564-1 från Statens råd för byggnadsforskning
till Kommunstyrelsen, Karlstad kommun, Karlstad.

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

R96:1980

ISBN 91-540-3300-4
Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

LiberTryck Stockholm 1980 054957

INNEHÅLL

1	SYFTE	9
2	FÖRUTSÄTTNINGAR	10
2.1	Objektet	10
2.2	Effektbehov och energiförbrukning	10
3	VÄRMEFÖRSÖRJNINGSAJTERNATIV	11
4	VÄRMEUPPTAGARE I TJÄRNEN	12
4.1	Allmänt	12
4.2	Energibalans för tjärnen	13
4.3	Materialval	14
4.4	Lokalisering, förläggning och utformning	15
4.5	Köldbärare	16
4.6	Dimensionering	16
5	EKOLOGI	19
6	VÄRMEPUMP	20
7	INVESTERINGS- OCH ÅRSKOSTNADER	23
7.1	Investeringskostnader	23
7.2	Årskostnader	23
8	SLUTSATSER	25
BILAGA 1	ENERGIBALANS FÖR ÖRSHOLMSTJÄRNEN	28
BILAGA 2	STUDIUM AV RISKERNA FÖR STABIL TEMPERATURSKIKTNING	31
BILAGA 3	VÄRMEUTTAG FRÅN SEDIMENTEN	37
BILAGA 4	VÄRMEVÄXLARE FÖR ENERGIUPPTAGNING UR SJÖAR	40
BILAGA 5	UTFORMNING AV VÄRMEUPPTAGARE	46
BILAGA 6	VÄRMEUTTAG FRÅN VATTEN	47
BILAGA 7	KARTA ÖVER BADANLÄGGNING OCH ÖRSHOLMSTJÄRNEN	52
	LITTERATURFÖRTECKNING	53

FÖRORD

Statens Råd för Byggnadsforskning har gett Kommunstyrelsen i Karlstad kommun ett anslag för utredning av teknik, ekologi och ekonomi för sjöförlagd värmeväxlare. Kommunen har gett RNK Installationskonsult AB i Göteborg uppdraget att utföra utredningen, som gäller den befintliga badanläggningen Örsholmsbadet i Karlstad.

En referensgrupp tillsattes. Denna bestod av Lars Jacobsson och Torbjörn Svensson vid institutionerna för husbyggnadsteknik respektive vattenbyggnad på Chalmers Tekniska Högskola i Göteborg. Torbjörn Svensson har även direkt svarat för innehållet i bilaga 4.

Projektledare har varit Holger Strååt, RNK.



SAMMANFATTNING

Örshomsbadet i Karlstad har för sin värmeförsörjning en oljeeldad panncentral. Oljeförbrukningen är drygt 130 m³ per år och anläggningen är i drift från mitten av maj till i början av september. Kommunen har för avsikt att med hjälp av värme från den närbelägna Örsholmstjärnen minska oljebehovet.

I en inledande utredning undersöktes möjligheterna att pumpa sjövattnet till en värmepump. Eftersom såväl praktiska som beräkningsmässiga erfarenheter i stor utsträckning saknas för denna typ av värmepumpning ansöktes om anslag för projektering av anläggningen hos Statens Råd för Byggnadsforskning. Anslag till en förstudie beviljades varvid en sjöförlagd värmeupptagare skulle användas.

I utredningen har stor vikt lagts vid teoretiska studier av energiflödena i tjärnen liksom av temperaturskiktning- och omblandningstendenserna. Värmeupptagaren har dimensionerats med förutsättningen att den ligger på botten. För dimensionerande effekt, 225 kW, har temperaturdifferensen mellan köldbärarens inloppstemperatur och vattentemperaturen i sjön antagits till 7,6°C och köldbärarens temperatur har förutsatts höjas 5,3 grader, d v s 70 % av ingångsdifferensen. Upptagaren görs av PEL-rör i dimension 32/26 och består av 35 parallella slingor om vardera 230 meter. Den upptar en bottenyta av 70 x 115 meter. Detta betyder att värmeuttaget blir 27,5 W per m² eller lika många W per löpmeter (upptagarrören förläggs med delningen 1 meter). Som köldbärare används kalciumkloridlösning.

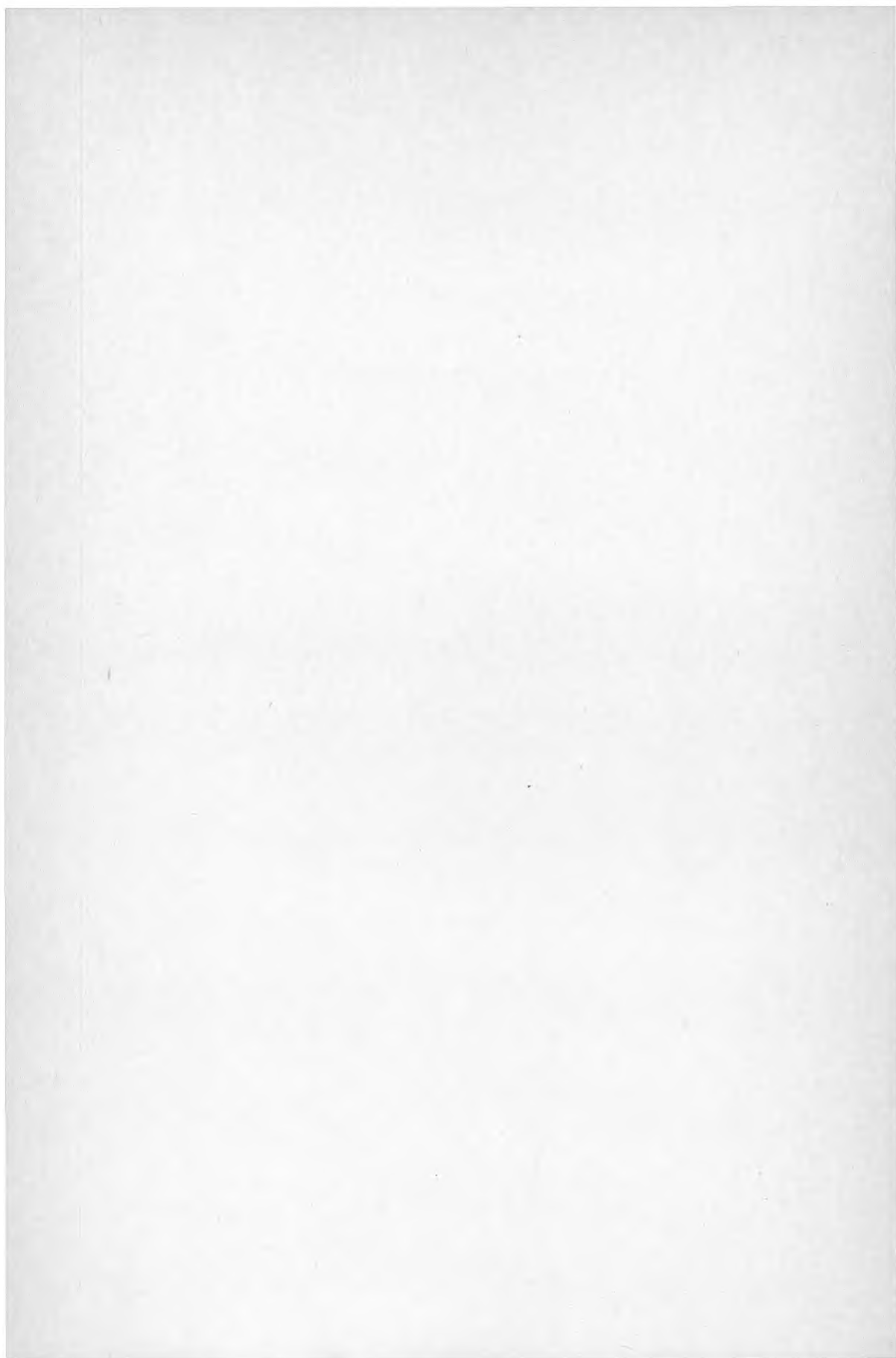
Studien visar, att en upptagare som ej sjunker ner i bottensedimenten knappast påverkar vattentemperaturen märkbart. De temperaturskiktande effekter som uppstår motverkas av vindkrafterna så att en varaktig skiktning ej är sannolik. Detta innebär också att värmeuttaget kan ställas i relation till sjöns totala värmebalans. Värmeuttaget för badanläggningen är 600 MWh/säsong medan t ex solinstrålningen är drygt 100 000 MWh/säsong.

Den valda köldbärarelösningen innebär att upptagaren väger ca 10 % mer än vattnet. Skulle rören trots detta sjunka ner väsentligt i sedimenten kommer man dels att få ett minskat värmeuttag dels lokala temperaturstörningar vars omfattning såväl till storlek som vad avser skadeeffekt svårigen kan beräknas.

Investeringskostnaden för anläggningen som får en dimensionerande effekt på 300 kW bedöms till 470.000:--. Den årliga energiförbrukningen ändras från 1 065 MWh oljeenergi till 200 MWh el- och 225 MWh oljeenergi. Med dagens energipriser bedöms anläggningen resultera i en årlig kostnadsbesparing på 25.000:--.

Anläggningen blir om den kommer till utförande som inledningsvis antytts intressant som forskningsobjekt avseende dels lämpliga dimensioneringsmodeller för liknande anläggningar dels undersökningar av de ekologiska effekterna.

Det ursprungliga förslaget med pumpning av sjövattnet direkt till värmepumpens förångare ställer sig ännu förmånligare och är en mer ekonomisk lösning för just denna anläggningen eftersom vattnet är relativt rent från föroreningar och anläggningen ej används när det är frysrisk.



1 SYFTE

Syftet har varit att studera tekniska, ekologiska och ekonomiska konsekvenser av värmeupptagning från sjö för uppvärmning av en badanläggning. Med hänsyn till rådande temperaturförhållanden har värmeväxling med hjälp av värmepump utretts. Utredningen har anpassats till det faktum att badanläggningen redan finns och är försedd med en oljeeldad värmecentral.

2 FÖRUTSÄTTNINGAR

2.1 Objektet

Örsholmsbadet i Karlstad omfattar fyra utebassänger:

- en simbassäng 21 x 50 m
- en hoppbassäng 12,5 x 25 m
- en simundervisningsbassäng 8 x 12,5 m
- en rund plaskbassäng diam 10 m

och togs i drift 1970. Bassängerna ligger i omedelbar närhet av Örsholmstjärnen vid Klarälven inom Karlstad kommun.

Simbassängerna har en total yta på ca 1 540 m² och en total vattenvolym på ca 2 800 m³.

Utebadet öppnas i mitten av maj och stängs i början av september.

Antalet badande har under de senaste åren varit i genomsnitt 100 000 personer/år och relativt konstant.

2.2 Effektbehov och energiförbrukning

Energiförbrukningen har beräknats enligt två olika metoder:

- 1 Beräkning med ledning av uppgifter om den årliga oljeförbrukningen under de senaste åren. Vid beräkningen har en verkningsgrad av 80 % på pannorna antagits. Genomsnittsvärde för oljeförbrukningen var 133 m³/år.
- 2 Beräkning av energibalans under säsongen med hänsynstagande till energibidraget från solstrålningen, energibidraget från badande människor, avdunstning från bassängens yta och konvektionsförluster vid ytan, uppvärmning av ersättnings- och förbrukningsvatten samt förluster till marken.

Beräkningarna ger i båda fallen likvärdiga resultat.

Energiförbrukningen för anläggningen redovisas i följande tabell.

Månad	Energimängd (MWh)
Maj	210
Juni	270
Juli	205
Augusti	270
September	110
Totalt	1 065

Dimensionerande effekt för anläggningen har beräknats till 600 kW.

3 VÄRMEFÖRSÖRJNINGSSALTERNATIV

Som jämförelse används den befintliga panncentralen.

Tänkbara värmeförsörjningsalternativ är:

- vattenpumpning med sjövatten direkt till värmepump - har tidigare studerats av RNK på uppdrag av Karlstad kommun. Resultatet redovisas i utredningen "Örsholmsbadet, Karlstad", daterad 1978-09-28 (Strååt 1978)
- användning av överskott av rötgas från avloppsverket vid Sjöstad
- solfångaranläggning i kombination med värmepump
- täckning av bassängyta (reduktion av effektbehovet)
- värmeupptagning från sjö via en köldbärare i plastslangar förlagda på botten av sjö eller nergrävda i sedimenten
- värmeupptagning från värmeväxlare av mer kompakt konstruktion med eller utan påtryckt cirkulation av det omgivande sjövattnet

I enlighet med BFR:s beslut har de två sistnämnda alternativen studerats. Det senare har närmast behandlats som en idéskiss.

4 VÄRMEUPPTAGARE I TJÄRNEN

4.1 Allmänt

Örsholmstjärnen är belägen på Örsholmen, vilken omgivs av två förgreningsarmar från Klarälven. Tjärnens vattenyta är 150 000 m² och volymen 450 000 m³. Största djup är ca 4,5 m. Nederbördsområdet som är 200 000 m² (exklusive vattenytan) utgörs av sandig mark med tall- och björkskog samt öppna gräsbevuxna områden. Synliga till- och frånflöden saknas. Vattennivåns fluktuationer är troligen sammankopplade med vattenföringsförändringarna i Klarälven. Utmed stränderna utbreder sig ett vegetationsbälte av varierande bredd (3 - 15 m). Vegetationen domineras av bladvass och säv men utanför vassbältena förekommer gul näckros i bestånd av varierande täthet.

Tjärnen utnyttjas för friluftsbad och ingår i miljöbilden av ett fritidsområde på västra delen av Örsholmen. Enligt en rapport över limnologiska undersökningar utgör Örsholmstjärnen ett kulturpåverkat vatten. Vattnet är surare än normalt. Tjärnens halt av fosfor (totalt) medför en produktion av organiskt material som är något större än vad den förmår bryta ned utan negativ påverkan av vattnet. I norra delen av sjön konstaterades höga blyhalter i ytsedimenten. Förmodligen beror detta på den närbelägna blyackumulatorfabriken. Eftersom det inte finns några kontakter vattenvägen mellan fabriken och sjön, tycks den enda återstående transportvägen vara via luften.

Analyserna av de olika sedimentskikten tyder på ett homogent löst sedimentlager med en tjocklek av 10 - 15 cm. Vattenhalten för det översta skiktet (0 - 5 cm) är 82 %, kvartshalten i mineralkornen beräknas till 63 %. Vattenhalten för skikten 5 - 15 cm är 76 % och kvartshalten är 65 %.

Med hänsyn till det låga medeldjupet kan Örsholmstjärnen betraktas som homoterm. Inga temperaturundersökningar har kunnat utföras. I rapporten från åren 1971 - 73 har emellertid Hälsovårdsnämnden i Karlstad kommun redovisat mätningar, vilka tillsammans med en noggrann undersökning av Lillsjön (S Bromma flygplats, Stockholm) legat till grund för de bedömningar som redovisas i följande tabell. Nämda sjö har vid jämförelser visat sig ha stora likheter med Örsholmstjärnen såväl vad avser lufttemperaturstatistik under den varma årstiden som djup och bottenbeskaffenhet.

Månad	Normal lufttemperatur	Vattentemperatur i botten
Januari	-4,3	1,0
Februari	-4,1	1,5
Mars	-1,1	2,5
April	4,2	4,5
Maj	10,1	12,0
Juni	14,4	15,0
Juli	17,1	18,0
Augusti	15,9	17,0
September	11,5	12,0
Oktober	6,4	4,0
November	2,2	3,0
December	-0,9	2,5

4.2 Energibalans för tjärnen

Av största intresse är att kunna beräkna hur stor energimängd som kan tas ur en sjö utan att nämnvärt påverka sjöns ekologi.

För att få en uppfattning hur olika faktorer påverkar temperaturvariationerna, har den årliga värmebalansen för Örsholmstjärnen studerats.

Uppvärmningen av en sjö sker huvudsakligen genom solinstrålning. Under utnyttningstiden (april - oktober) beräknas solinstrålningen tillföra Örsholmstjärnen en energimängd av ca 110 000 MWh/år. (Bilaga 1).

De energiförluster för sjön som bestämmer vattentemperaturen är avdunstnings- och konvektionsförluster, strålningsförluster från ytan (vatten, is eller snö), ledningsförluster genom marken och ledningsförluster genom is.

Ur beräkningen (redovisad i bilaga 1) framgår att de största förlusterna orsakas av avdunstning och konvektion (ca 64 000 MWh/år). Dessa förluster är proportionella bland annat mot sjöns och luftens temperatur.

Energiuttaget ur tjärnen för uppvärmning av Örsholmsbadet under ca 16 veckors period beräknas uppgå till ca 600 MWh.

Ett energiuttag ur sjön innebär att genomsnittstemperaturen sänks. Detta ger i sin tur en minskning av värmeförlusterna. Sålunda har för Örsholmstjärnen en temperatursänkning på 0,5 grader beräknats medföra en årlig förlustminskning av 12 000 MWh. Ställt i relation till detta kan det aktuella energiuttaget (600 MWh per år) knappast påverka sjöns temperatur märkbart

under förutsättning att temperatursänkningen i vattnet genom det tänkta energiuttaget blir jämnt fördelat över sjön.

I det aktuella projektet kommer värmeuttaget att ske under den varma årstiden. Då inträder normalt sommarstagnation i djupa sjöar. Allt eftersom ytvattnet uppvärms blir det lättare än det underliggande vattnet. På detta sätt uppstår en temperaturbetingad skiktning av vattnet med det varma över det kalla. Vid det dimensionerande fallet, mulna och lugna dagar, blir värmetransporten till djupare skikt blygsam. I en så grund sjö som Örsholmstjärnen skapas emellertid genom värmeuttag i en grund del en utbytesströmning mellan skikten. Det avkylda vattnet (ett ca 10 cm tunt lager) strömmar längs botten i riktning mot djupare delar och ersätts av varmt ytvatten. Problemet studeras närmare i bilaga 2 där även vindens motverkan av en permanent temperaturskiktning i sjön belyses. Av studien dras slutsatsen att de erhållna vattenströmmarna är så stora att värmeuttaget kan betraktas som om det skedde över hela tjärnen så som förutsatts ovan. På sjöbotten fritt förlagda slangar kommer sannolikt att sjunka något i sedimenten efter en viss tid. Därför har värmeuttaget från botten närmare granskats i bilaga 3. Som underlag för studierna används BFR-rapport "Energiutvinning ur sjö och havssediment". (T Svensson et al 1980). I bilagan konstateras att energiuttaget är litet i förhållande till den totala instrålade värmeenergin. Man konstaterar också att värme-flödet mellan vatten och botten över året är ca 22 kWh per m². För de 8 000 m² som täcks av den föreslagna värmeupptagaren (se kap 4.6) är därmed den naturliga värmetransporten från vattnet till sedimenten under sommaren ungefär 180 MWh eller 30 % av det beräknade uttaget. Detta förhållande liksom den försämrade värmeöverföringen medför att rören skall placeras över sedimenten och förhindras att sjunka ner.

4.3 Materialval

Vid materialvalet måste hänsyn tas till flera faktorer bland vilka kan nämnas

- korrosionsbeständighet
- hållfasthet mot mekaniska påkänningar
- tryckhållfasthet
- tyngd, flytkraft
- hanterbarhet
- algpåväxning
- flödesmotstånd
- temperaturegenskaper
- kostnader

Två typer av rör har jämförts, nämligen utvändigt förzinkade stålrör och plaströr (PEL).

Stålrören har en större mekanisk hållfasthet, är relativt okänsliga för ispåfrysning och har bättre värmeövergångstal än plaströren. Däremot är de känsligare för korrosion. Plaströren har bättre kemiska egenskaper och är lättare att hantera vid utläggning. Med hänsyn till att anläggningen kommer att vara i drift enbart under sommaren bedöms riskerna för skador i samband med isbildning som små. Mot denna bakgrund väljs plaströren. Med kalciumklorid som köldbärare blir rörets totala densitet ca $1\ 100\ \text{kg/m}^3$, vilket kan bedömmas som tillräckligt. Detta betyder att rören ej flyter upp. Samtidigt är de lättare än botten-sedimenten vilket torde innebära att de ej sjunker ner i botten. Inga åtgärder i form av förankring eller dylikt har därför bedömts erforderliga. Plaströr används även i förbindelse- och samlingsrör, d v s fram till värmepumpen.

4.4 Lokalisering, förläggning och utformning

Vid studium av kartan över Örsholmstjärnen synes en lokalisering i norra delen av tjärnen vara lämplig.

Fördelar är:

- relativt grunt vatten
- kort avstånd från Örsholmsbadets panncentral
- god åtkomlighet för mätning
- ringa frekventering av badande människor (tätt vassbälte)

Tre förläggningalternativ utvisade i bilaga 5 har undersökts. Påverkande faktorer är bl a avskärningsmöjligheter till skydd mot skador från allmänhet och djurliv, möjlighet till tätning av läckor, möjligheter till funktionskontroll, mätningar och eventuellt utbyte samt kostnader.

Alternativ 2, som innebär samlingsrör i strandkanten och parallella rörslingor ut i sjön, har bedömts vara mest lämpligt.

Som tidpunkt för utläggning föreslås vintertid med isbelagd sjö, då rörslingor kan läggas ut på isytan relativt enkelt till en låg kostnad. Före islossningen bör påfyllning utföras för avluftning och för kontroll av flöde och täthet.

Förbindelserör från värmecentral förläggs nergrävda i mark. Samlings- och fördelningsrör placeras på stranden och förses med någon form av skyddstäckning. De kan också tänkas förlagda i en enklare kulvert med löstagbar täckning för kontroll.

Idéskiss av en kompakt sjövärmväxlare har utarbetats av Torbjörn Svensson och redovisas i bilaga 4. Idéns syfte var att granska ett alternativ till den mera konventionella av utlagda rör bestående värmeupptagaren. Dimensionering och praktisk utformning av en sådan värmväxlare behöver ytterligare studier och ryms inte inom ramen för detta projekt. Därför kommer den fortsatta redovisningen att koncentreras kring värmeupptagning från sjön via en köldbärare i plastslangar förlagda på botten av sjön eller nergrävda i sedimenten.

4.5 Köldbärare

Köldbäraren, som pumpcirkuleras genom värmepumpens förångare och rörslingorna i tjärnen skall ha goda termiska egenskaper, vara oskadlig för ingående komponenter och ha anpassad fryspunkt. Köldbärarelösningar med natriumklorid, kalciumklorid, etylalkohol och etylenglykol har granskats.

Kalciumkloridlösningar har visat sig lämpligast på grund av miljövänlighet, termiska egenskaper, kostnader och densitet. Det sistnämnda medför att de fyllda rören blir något tyngre än vatten, vilket medför förenklad förankring vid botten.

Slangar och förbindelserör kommer till största delen att ligga frostfritt vintertid. Samlings- och fördelningsrör kan ej utan kostnadskrävande isolering eller energikrävande uppvärmning skyddas mot låga temperaturer. Saltkoncentrationen anpassas därför till den dimensionerande utetemperatur vintertid.

Alternativt finns möjlighet att öka värmeväxlareytorna så mycket att risken för frysning i förångaren elimineras. Då kan vatten användas som köldbärare. Frysrisksatta delar måste emellertid dräneras vintertid. Ökade rörkostnader, förväntade problem med återuppfyllnad och avluftningsproblem samt rörens minskade sjunkkraft (de blir lättare än vatten) medför att vattenfyllnad ej blir fördelaktig för detta objekt.

Kalciumkloridlösning väljs med följande data:

Saltkoncentration	21 vikts-%
Fryspunkt	-20°C
Värmekapacitivitet ca	3,0 kJ/kg, K
Densitet	1 195 kg/m ³
Värmeledningsförmåga	0,54 W/m °C

Korrosionsinhibitorer tillsätts varvid hänsyn tas även till giftverkan på den yttre miljön.

4.6 Dimensionering

Enligt förutsättningarna är det idag tillgängliga effektbehovet ca 600 kW. Det har bedömts rimligt att för detta objekt välja en från värmepumpen totalt tillgänglig effekt av 300 kW. Högre effekt tas ut vid till exempel säsongstarten, men då kan den befintliga panncentralen användas så att uppvärmningstiden blir så kort som möjligt.

Värmeupptagaren dimensioneras med följande förutsättningar

Erforderlig effekt	225 kW
Temperaturdifferens vid inlopp	7,6°C
Värmebärare	Kalciumklorid (21 %-ig)

Följande parametrar undersöks

Dimension

Flöde per slinga (tryckfall)

Temperaturstegring i värmeupptagaren

I bilaga 6 redovisas en teoretisk beräkning baserad på bland annat att värmeupptagaren ligger i vatten $d v s$ ej har sjunkit till tjärnens botten.

Beträffande dimensionen gäller att såväl små som stora diametrar ger ökade totalkostnader. Detta hänger främst samman med att upptagarrörens högre kostnad slår igenom vid grövre dimensioner medan det ökade antalet slingor vid de mindre dimensionerna ger långa samlingsrör längs strandkanten med många anslutningspunkter. Optimal dimension beror även på övriga parametrar.

Ett ökat flöde per slinga resulterar i minskade totalkostnader. Den totala slinglängden påverkas ej men av intresse då det gäller upptagarens geometriska utformning är att ökningen medför färre och längre slingor, $d v s$ kortare strandlinje och en förläggning som når längre ut i sjön. Det ökade tryckfallet kräver en större cirkulationspump och ger större energibehov för dennas drift. Med tanke på flödesfördelningen i värmeupptagaren bedöms ca 50 kPa vara ett rimligt tryckfall.

Ett ökat temperaturuttag, $d v s$ en ökad temperaturstegring i slingorna, kan vid oförändrat flöde per slinga givetvis endast uppnås genom att slinglängden ökas. Genom det samtidigt minskade antalet slingor erhålls en kostnadsminskning och en minskning av den erforderliga strandlinjen. Vid sidan av detta kan också konstateras, att en ökning av temperaturuttaget borde innebära en minskad känslighet vad avser en eventuell felbedömning i beräkningsmodellen eftersom den sista metern rör ger ett relativt sett litet temperaturbidrag till köldbäraren.

De framräknade värdena bygger på en teoretisk förutsättning att upptagaren ligger fritt i vattnet, $d v s$ ej sjunker ner i botten-sedimenten. I bilaga 3 har några beräkningar gjorts för detta antagande. Man kan här konstatera att den erforderliga rörlängden teoretiskt kan öka ungefär till dubbla längden. Vi bedömer emellertid riskerna för att rören skall sjunka nämnvärt som små bl a eftersom dess tyngd är liten i förhållande till sedimentens. Eftersom tjärnen är grund kommer sedimentens temperatur att påverkas positivt av direkt solstrålning och de goda förutsättningarna för vattenutbyte med resten av tjärnen (bilaga 2) kommer också att bidra till en god värmeöverföring.

Man vet emellertid alltför lite om hur stora energiflödena blir i praktiken. Detta kan endast avgöras genom prov. Skulle bedömningarna ovan visa sig vara för optimistiska står bland annat följande tre möjligheter till buds:

- förångaren kan med det valda utförandet relativt enkelt kompletteras med ytterligare slingor
- sjunkningstendenser kan förhindras med förankring
- värmeupptagaren kan med jämna tidsintervaller lyftas upp manuellt

Mot ovanstående bakgrund har vi beslutat välja följande dimensioneringsdata för värmeupptagaren:

Rördimension, mm	32/26
Slinglängd, meter	230
Flöde per slinga, l/s	0,33
Antal slingor	35
Totalt flöde, l/s	11,6
Totalt tryckfall, kPa	57
Erforderlig pumpeffekt, kW	1
Längd längs strandlinjen, meter	70
Längd ut i vattnet, meter	115
Avstånd mellan två framledningar, meter	2

Örsholmstjärnen är en kulturpåverkad sjö inom kommunalt fritidsområde. Sjön är utsatt för en ständig förändring med ökad igenväxning. Då sjön utnyttjas för friluftsliv med bland annat bad och vattenskidåkning är djurlivet minimalt. Fiske är tillåtet, men utnyttjas mindre, troligen på grund av fiskbrist. Omgivande industrier påverkar genom föroreningar sjön.

Påverkan genom värmeuttag bedöms obetydliga med hänsyn dels till sjöns status dels till det relativt låga energiuttaget. Isfrysning kommer ej att ske. Om slangarna trots vår bedömning sjunker ner i sedimenten kommer en temperaturförändring temporärt att uppstå. Denna kan påverka bland annat mikroorganismerna, men hur stor denna påverkan i så fall blir finns idag inga direkta undersökningar om.

Vid eventuellt läckage av köldbärarens kalciumklorid blir utspädningen stor. Totala köldbärarefyllningen är beräknad till ca 10 m^3 eller $0,02 \text{ ‰}$ av sjövolymen. Korrosionsinhibitorer bör väljas bland dem som är minst giftiga. (Alkaliska eller fosfathaltiga).

Båttrafik med ankring bör förbjudas med hänsyn till slangförläggning över sedimentet. Med hänsyn till

att slangarna ej grävs ner i sedimenten

att slangarna förläggs i mindre del av sjön

att temperatur under fryspunkten normalt ej skall förekomma samt

att sjöns djur-, fisk- och fågelliv är litet

har vi ej funnit någon orsak till att inte installera värmewäxlare med slangar i sjöbotten. En eventuell installation torde med hänsyn till sjöns läge erbjuda goda möjligheter till ytterligare studier av de ekologiska konsekvenserna.

6 VÄRMEPUMP

För det aktuella objektet är en värmepump nödvändig. Med hänsyn till att den befintliga värmecentralen finns som reserv och kompletterande värmekälla kan en värmepump av enklare typ installeras. Denna kan då väljas bland standardiserade vätskekylaggregat med ett köldmediumsystem och en halvhermetisk sug-gaskylad elmotordriven kolvkompressor. För beredning av tempererat duschvatten installeras dock speciell värmeväxlare i hetgasledning varvid överhettningensvärmet kan utnyttjas effektivare. Ur kostnadssynpunkt väljes köldmedium av typ R 22.

Principschema för inkoppling av värmepump framgår av figur.

Material i förångare och kondensor anpassas till kalciumlösning som köldbärare och klorerat badvatten som kylmedel.

Värmepumpens effektivitet bestäms av dess värmefaktor ϕ vilken utgör förhållandet mellan avgiven effekt P_1 och driveffekten E_t

$$\phi = \frac{P_1}{E_t}$$

Driveffekten påverkas av temperaturförhållandena enligt

$$E_t = \frac{P_2 (T_1 - T_2)}{T_2 \eta_{Ct}}$$

där

T_1 = kondenseringstemperatur (K)

T_2 = förångningstemperatur (K)

η_{Ct} = kompressorns totala Carnotska verkningsgrad

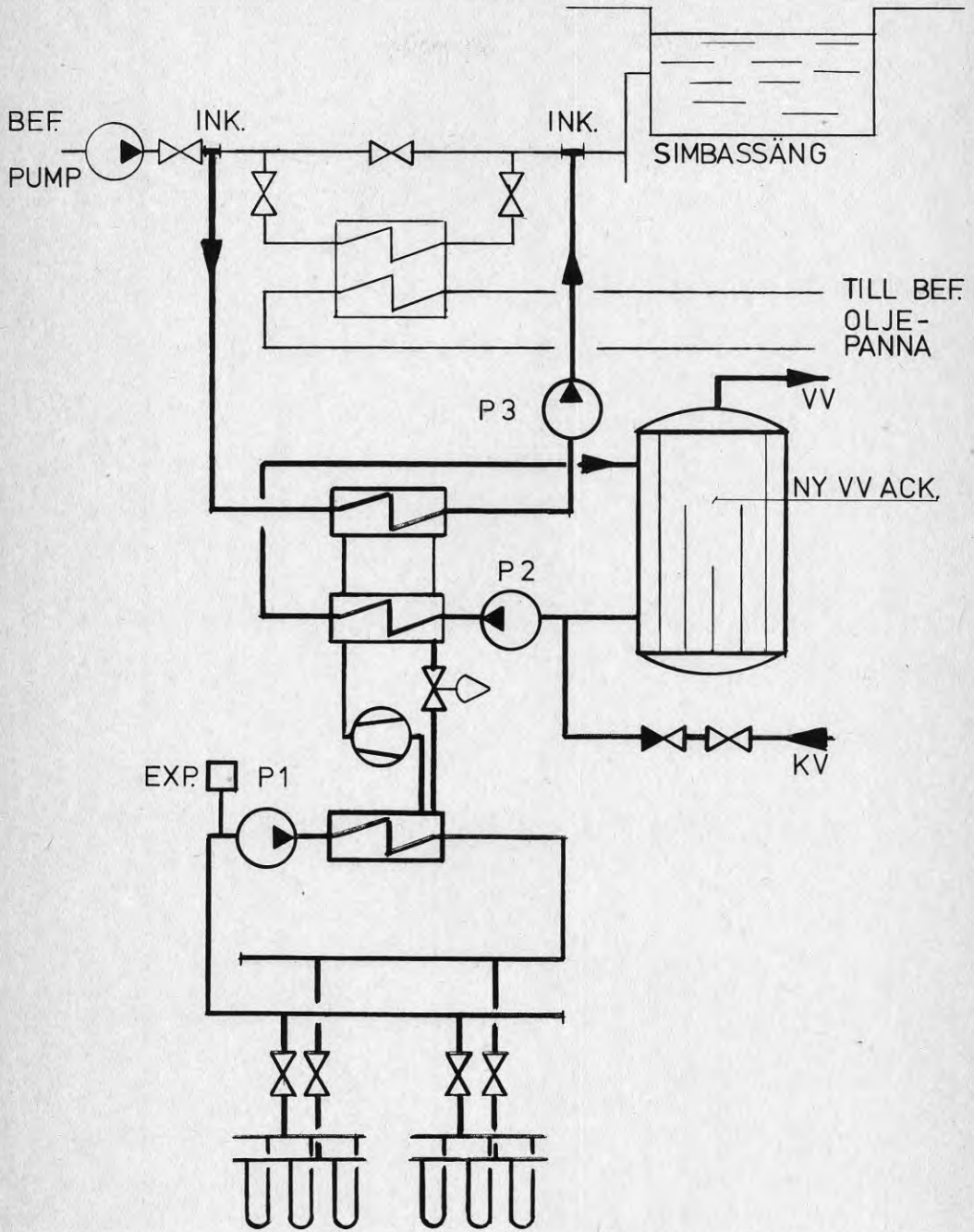
P_2 = kompressorns kyleffekt

Vid sug-gaskylad kompressor blir approximativt $P_1 = P_2 + E_t$.

Värmefaktor ϕ kan därför beräknas som $\phi = 1 + \eta_{Ct} \frac{T_2}{T_1 - T_2}$

För hela anläggningens totala värmefaktor tillkommer driveffekter för hjälpapparater (pumpar m m). Här kan nämnas att η_{Ct} ökar med storleken på kompressorn. För aktuell kompressor blir η_{Ct} ca 0,55.

I tabell nedan redovisas månadsvis den genomsnittliga värmefaktorn, värmeenergiproduktionen och energiförbrukningen vid aktuella temperaturförhållanden.



Månad	Maj	Juni	Juli	Augusti	September	Summa
Vattentemperatur tjärnens botten	12	15	18	17	12	
Köldbärraretemperatur in (°C)	2	6	10	10	5	
Köldbärraretemperatur ut (°C)	7	11	15	15	10	
Förångningstemperatur (°C)	- 2	2	6	6	1	
Värmebärraretemperatur ut (°C)	20	22	23	23	23	
Värmebärraretemperatur in (°C)	30	32	33	33	33	
Kondenseringstemperatur (°C)	40	45	45	45	45	
Varmvatten ut (°C)	40	44	44	44	44	
Värmeffaktor	4,5	4,4	4,7	4,7	4,5	
Värmeenergibehov (MWh)	210	270	205	270	110	1 065
Värmeenergi från värmepump (MWh)	100	220	190	230	100	840
Energiförbrukning (MWh)						
Värmepump med hjälppapp (el)	25	55	45	50	25	200
Tillsatsvärme olja	110	50	15	40	10	225

7 INVESTERINGS- OCH ÅRSKOSTNADER

7.1 Investeringskostnader

Värmeupptagare PEL inklusive läggning	65.000:--	
Kulvertrör, 200 meter oisolerad	40.000:--	
Värmepump med automatik, pumpar	160.000:--	
Köldbärare, CaCl ₂ -lösning	5.000:--	
Akkumulator, expansionskärl, ventiler, komplett i panncentral	45.000:--	
Elinstallationer	30.000:--	
Byggnadskostnader	45.000:--	390.000:--
Projektering		80.000:--
Total investering		470.000:--

7.2 Årskostnader

Värmepumpanläggningen innebär ett ökat eleffektbehov av 73 kW. Den totala elenergiförbrukningen blir enligt tabell i kapitel 6 200 MWh/säsong. Oljeförbrukningen bedöms uppgå till 225 MWh/säsong.

För den aktuella anläggningen kan enligt uppgifter från Karlstad kommun två olika eltaxor komma i fråga:

Alternativ 1: Effektavgift 105 kr/kW och år
 Energikostnad 150 kr/MWh

Alternativ 2: Effektavgift 235 kr/kW och år
 Energikostnad 80 kr/MWh och år

Det senare alternativet ger lägst kostnader och används i denna kostnadsbedömning.

För oljeenergin antages energipriset vara 170 kr/MWh, vilket motsvarar ett oljepris av 1.350 kr/m³ och 80 % pannverkningsgrad.

Kostnaderna anges exklusive energiskatt.

För kapitalkostnaderna antages en genomsnittlig avskrivningstid på 15 år och kalkylräntan 13 %. Detta ger annuiteten 15,5 %.

Driftskostnaden uppskattas till 3 % av anläggningskostnaderna exklusive projektering.

Effektavgifter	17.200:--	
Energikostnader, el	16.000:--	
Energikostnader, olja	38.250:--	
Summa energikostnader		71.450:--
Kapitalkostnader, 15,5 % av 470.000:--		72.850:--
Underhållskostnader, 3 % av 390.000:--		<u>11.700:--</u>
Total årskostnad		156.000:--

Med konventionell uppvärmning åtgår 1 065 MWh å 170:-- eller 181.050:--/år. Detta innebär sålunda att anläggningen ger en kostnadsbesparing av 25.000:-- per år med dagens energipriser. En ökning av dessa innebär en ökad årlig besparing i jämförelse med konventionell uppvärmning.

8 SLUTSATSER

Utredningen visar att det finns goda möjligheter att utvinna stora energimängder ur sjövattnen sommartid. För det aktuella objektet finns värmekällan med relativt höga temperaturer och uppvärmningsobjektet med moderata temperaturkrav. Då dessutom avståndet mellan källa och objekt är litet är förutsättningarna för installation av värmepump mycket goda.

Kostnaderna för installationerna blir så låga att de med normala ekonomiska bedömningar kan anses försvarbara.

För den aktuella anläggningen blir det dock ännu bättre ekonomiskt utbyte om man pumpar sjövattnet direkt till värmepumpens förångare. Detta har visats i en tidigare utredning (Strååt 1978).

Utredningen visar även på goda möjligheter med en skisserad ny typ av kompakt värmeväxlare. (Bilaga 4).

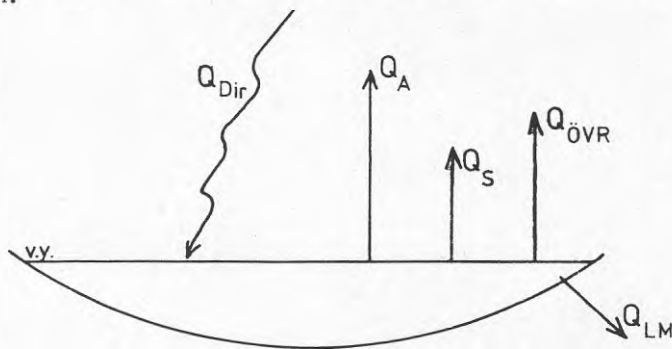
Ur forskningssynpunkt torde utförande av anläggningen med plastslangar på sjöbotten vara av stort värde, eftersom praktiska erfarenheter av sjöförlagda värmeupptagare saknas idag. Här måste samtidigt medges att många av beräkningarna har utförts med antaganden och approximativa bedömningar. För anläggningar med t ex inomhusbassänger som utnyttjas under hela året kan denna typ vara att föredra. En annan faktor som kan förhindra direkt pumpning är risker för korrosion eller igensättning vid svårt förorenade sjöar eller vattendrag.

B I L A G O R

ENERGIBALANS FÖR ÖRSHOLMSTJÄRNE

Energiflödena framgår schematiskt av nedanstående figur.

I det följande har en uppskattning av storlekarna på de olika energimängderna under sommarhalvåret baserats bl a på ett antagande av den månatliga genomsnittliga luft- och vattentemperaturen. Detta, som avser den aktuella tjärnen, framgår av tabell 1 nedan.



$$Q_{Dir} = Q_A + Q_S + Q_{LM} + Q_{Övr}$$

Beteckningar:

- Q_{Dir} - Energibidraget från solstrålning direkt på vattenytan.
- Q_A - Avdunstning från sjöytan och konvektionsförluster vid ytan.
- Q_S - Strålningsförlusterna från sjöytan.
- Q_{LM} - Ledningsförlusterna genom markerna.
- $Q_{Övr}$ - Energiflöden på grund av vattenflöden, regn m m.

Tabell 1. Normaltemperatur för luft och vatten, Örsholmstjärnen.

Månad	Normal lufttemperatur, °C	Medeltemperatur för sjövattnet, °C
April	4,2	5
Maj	10,1	13
Juni	14,4	16
Juli	17,1	19
Augusti	15,9	18
September	11,5	12
Oktober	6,4	4

Energibidraget från solstrålning direkt på vattenytan. Q_{Dir}

Q_{Dir} beräknas med användning av statistiska värden på instrålning mot en horisontell yta. Vid vattenytan är reflektansen ca 0,03 och den inre absorptionen för vatten mycket hög, varför det direkta bidraget blir stort. Om absorptionskoefficienten sätts till 0,9, vilket inte är alltför optimistiskt värde, kommer den direkta solstrålningen mot en 150 000 m² sjöyta att ge följande energibidrag till sjön.

April	15 000 MWh
Maj	21 000 MWh
Juni	22 500 MWh
Juli	21 000 MWh
Augusti	15 500 MWh
September	10 500 MWh
Oktober	4 500 MWh
<u>TOTALT</u>	110 000 MWh/år

Avdunstning från sjöytan och konvektionsförluster vid ytan. Q_A

Dessa förluster sker i jämvikt med värmeövergången mellan vattenytan och den omgivande luften. Om man bortser från strålningens inverkan och gör vissa förenklingar kan följande samband skrivas:

$$Q_A = \frac{\alpha A}{C_{pl}} (i_s - i) \cdot t \cdot 10^{-6} \text{ |MWh|}$$

där:

- α - värmeövergångstalet (antas till 10 W/m², °C)
- A - vattenyta (m²)
- C_{pl} - 1 kJ/kg, °C
- i_s - entalpin för luften vid vattenytan (kJ/kg)
- i - entalpin för den framströmmande luften (kJ/kg)
- t - tid (h)

Med månadsmedelvärden för Karlstad på utetemperaturer och medelvärden för vattentemperaturen i sjön, kan avdunstning och konvektionsförluster beräknas för de olika månaderna:

April	4 350 MWh
Maj	14 000 MWh
Juni	10 600 MWh
Juli	17 850 MWh
Augusti	13 950 MWh
<u>September</u>	3 250 MWh
<u>TOTALT för sommar-</u> <u>säsongen</u>	64 000 MWh

Strålningsförluster från sjöytan. Q_S

Q_S beror av temperaturerna på nedanstående sätt:

$$\frac{1}{A} \frac{dQ_S}{dt} = \epsilon_V \cdot \tau (T_V^4 - T_{sky}^4)$$

T_V - vattentemperatur (K)

T_{sky} - den med svartkroppsstrålning ekvivalenta himmelstemperaturen (i beräkningarna har använts $T_{sky} = T_{omg} - 6$)

ϵ_V - emissionskoefficienten för vatten $\epsilon_V = 0,95$

τ - Boltzmanns konstant ($5,6697 \cdot 10^{-8} \text{ W/M}^2 \cdot \text{K}^4$)

t - tiden

Strålningsförlusterna beräknas vara 14 000 MWh/år.

Ledningsförlusterna genom marken. Q_{LM}

Energiflödet genom sjöbotten behandlas i en annan bilaga. I denna konstateras, att värmeomsättningen, dvs den energimängd, som periodiskt vandrar upp och ner genom sjöbotten, är drygt 3 000 MWh. På sommaren utgör detta en värmeförlust.

Övriga förluster

För att få energibalansen att stämma kan $Q_{\text{övr}}$ beräknas till 29 000 MWh. Huvuddelen torde kunna hänföras till temperaturskillnader i tillförda och bortförda vattenflöden. Givetvis kan felbedömningar i temperaturnivån ge upphov till fel som ingår i denna energimängd.

Ur energibalansen framgår att avdunstning och konvektion svarar för de största förlusterna. De beror på temperaturerna i vatten och omgivande luft. En sänkning av vattentemperaturen vid bibehållen utetemperatur medför en minskning av avdunstnings- och konvektionsförlusterna (Q_A). Överslagsberäkning visar att vid en sänkning av sjövattemperaturen med $1,5^\circ\text{C}$ minskar Q_A med ungefär 40 %.

Den realistiska temperatursänkningen i sjön på grund av värmeuttaget uppskattas till högst $0,5^\circ\text{C}$, vilket i sin tur skulle medföra en 17 %-ig minskning av avdunstningsförlusterna, dvs $Q_A = 12\,000 \text{ MWh/år}$, vilket skall jämföras med värmeuttaget som är ca 600 MWh.

En förutsättning är att en god vattenblandning i sjön upprätthålles. Detta studeras i en annan bilaga.

STUDIUM AV RISKERNA FÖR STABIL TEMPERATURSKIKTNING

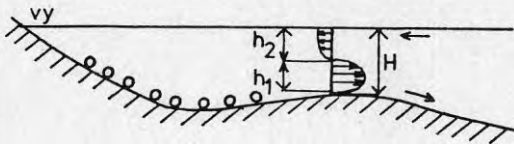
Denna bilaga är baserad på beräkningar utförda av Torbjörn Svensson, Institutionen för vattenbyggnad, CTH.

Utbytesströmning utmed sjöbotten som följd av värmeuttag

Ett värmeuttag i en del av en sjö ger upphov till en utbytesströmning. Det avkylda vattnet strömmar längs botten och fördelar sig över hela sjön. Nedan följer en beräkning för ett tänkt projekt i Örsholmstjärnen, Karlstad.

Förutsättningar:

- Värmeuttaget ur sjön - 225 kW
- Uttaget sker i en vik med längden $L = 200$ och bredden $B = 125$ m
- Sjödjup max 3 - 4 m
- Beräkningarna avser lugnt väder sommartid



h_1 - kalla skiktets höjd

h_2 - varma skiktets höjd

q_1 - kalla vattnets flöde per meter

q_2 - varma vattnets flöde per meter

$\Delta\rho$ - densitetsskillnad mellan det kalla och det varma vattnet

$$q_1 = q_2 = q$$

$$h_1 + h_2 = H$$

$$g' = g \cdot \frac{\Delta\rho}{\rho} = g \cdot K \cdot \frac{\Delta T}{\rho}$$

För kritisk strömning i vikens mynning kan skrivas:

$$\frac{q_1^2}{g' \cdot h_1^3} + \frac{q_2^2}{g' \cdot h_2^3} = 1$$

Efter insättning av h_2 och q samt hyfsning fås:

$$\frac{q^2}{g^3} \left[\frac{1}{h_1^3} + \frac{1}{(H-h_1)^3} \right] = 1 \quad (1)$$

För värmeflödet gäller följande villkor:

$$P = \frac{\text{värme flöde}}{\text{bredd}} = q \cdot \rho \cdot C_p \cdot \Delta T \text{ eller}$$

$$q = \frac{P}{\rho \cdot C_p \cdot \Delta T} \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right] \quad (2)$$

Efter insättning i (1) fås:

$$\frac{P^2}{\rho \cdot C_p^2 \cdot \Delta T^3 \cdot g \cdot K} \left[\frac{1}{h_1^3} + \frac{1}{(H-h_1)^3} \right] = 1 \quad (3)$$

$$\rho = 1\,000 \text{ kg/m}^3$$

$$C_p = 4,2 \cdot 10^3 \text{ J/kg, } ^\circ\text{C}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

Ur tabell för vattnets densitet vid olika temperaturer erhålles:

$K \text{ (kg/m}^3, ^\circ\text{C)}$	$\Delta T \text{ (}^\circ\text{C)}$
0,15	10 - 20
0,09	5 - 15
0,12	10 - 15
0,054	5 - 10

För beräkningen väljes $K = 0,12 \text{ kg/m}^3, ^\circ\text{C}$.

Vid $\Delta T = 10 - 15^\circ\text{C}$.

$$\text{Vidare gäller } P = \frac{225 \cdot 10^3}{125} = 1,8 \cdot 10^3 \text{ W/m bredd.}$$

Insättning i (3) ger

$$\frac{1,56 \cdot 10^{-4}}{\Delta T^3} \left[\frac{1}{h_1^3} + \frac{1}{(3-h_1)^3} \right] = 1$$

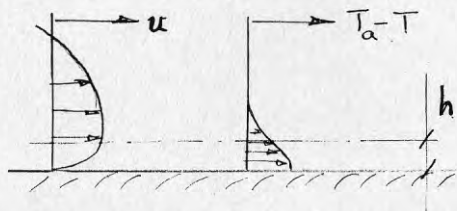
$$\Delta T = \sqrt[3]{1,56 \cdot 10^{-4} \left[\frac{1}{h_1^3} + \frac{1}{(3-h_1)^3} \right]} \quad (4)$$

Värden av ΔT vid olika h_1 kan beräknas:

h_1 (m)	ΔT ($^{\circ}\text{C}$)
0,05	1,08
0,1	0,54
0,2	0,27
0,3	0,18
0,5	0,108
1,0	0,056
1,5	0,045
2,0	0,036

Ytterligare ett samband behövs mellan h_1 och ΔT . Detta ges av en dynamisk beräkning av strömning och värmetransport på den kylta sträckan. En sådan beräkning är komplicerad och faller utanför ramen för detta arbete.

Överslagsmässigt kan man gå till väga på följande sätt:



Det kylta skiktet tillväxer i tjocklek i strömriktningen p g a värmeledningen. Man kan visa från värmeledningsekvationen att följande samband approximativt gäller:

$$\frac{dh^2}{dt} = 2 \left(\frac{\lambda}{\rho C_p} \right) \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right]$$

$$\text{varav följer } h = \sqrt{2 \cdot \frac{0,56}{4,2 \cdot 10^6} \cdot t} = 5,2 \cdot 10^{-4} \sqrt{t}$$

där t är strömningstiden.

Med hjälp av (2) erhålles strömningshastigheten $u (= \frac{q}{h_1})$ som

$$u = \frac{P}{\rho \cdot C_p \cdot h_1 \cdot \Delta T} = \frac{4,3 \cdot 10^{-4}}{h_1 \cdot \Delta T} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

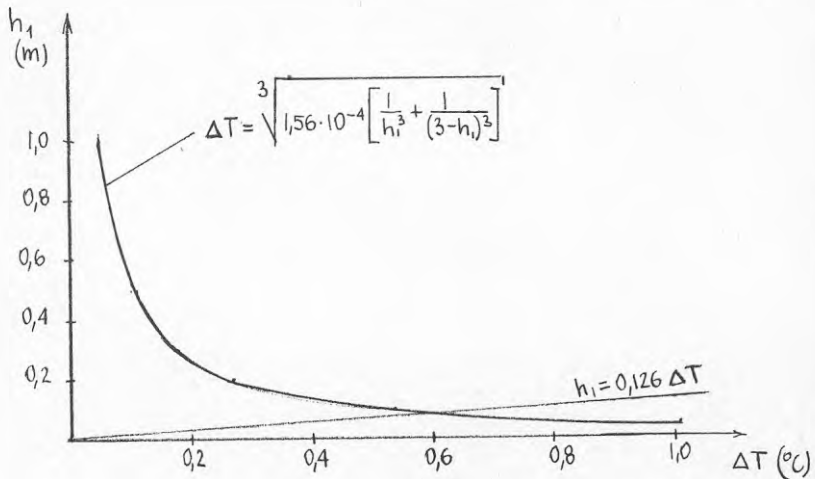
Strömningstiden t blir då

$$t = \frac{L}{u} = \frac{200}{4,3 \cdot 10^{-4}} \cdot h_1 \cdot \Delta T = 4,65 h_1 \cdot \Delta T \left[\text{s} \right]$$

Insättning i (5) ger

$$h_1 = 0,126 \cdot \Delta T$$

Lösning av (4) och (6) kan ske grafiskt enligt nedanstående figur:



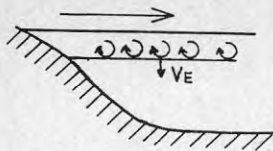
Ur diagrammet kan man utläsa att ett värmeuttag i sjön sommartid resulterar i en strömning av ett ca 10 cm avkyllt lager längs botten i riktning mot huvudbassängen. Vid bedömningen får hänsyn tas till topografiska detaljer i bottenprofil. Temperatursänkning vid botten blir 0,5 - 1,0°C. En förutsättning är att strömningen är laminär. Här används Richardssons tal Ri som kriterium.

Eftersom $Ri \approx \frac{q \cdot \Delta\rho \cdot h_1}{\rho \cdot u^2}$ är avsevärt större än 1/4 gäller denna förutsättning.

Bedömning baserad på entrainment

Vid föregående beräkningar förutsattes att det råder sommarstagnation i sjön samt är vindstill. I verkligheten har vindar stor betydelse för utjämning av sjötemperaturen. Processen, där vindar skapar virvlar, vilka tvingar övre skiktets vatten nedåt (eroderar) och skapar en värmetransport, kallas för entrainment.

För att inte sjön skall bli permanent skiktad måste värmetransporten genom entrainment vara större än värmeuttaget fördelat över hela sjön + värmeflödet till sedimenten.



Följande samband kan skrivas:

$$\frac{v_E}{u_f} = f(Ri^*) \quad \text{där Richardssons tal } Ri^* = \frac{\Delta\rho \cdot g \cdot y}{\rho \cdot u_f^2}$$

y = ytlagrets tjocklek (sättes lika med djupet 3 m)

$$\Delta\rho = K \cdot \Delta T = 0,12 \cdot \Delta T$$

$$\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$$

$$u_f^2 = \frac{\tau}{\rho} = \frac{\rho_{\text{air}}}{\rho} \cdot C_d \cdot u_{\text{air}}^2 \approx \frac{1,2}{1000} \cdot 10^{-3} u_{\text{air}}^2 = 1,2 \cdot 10^{-6} u_{\text{air}}^2$$

Här gäller att

u_f - är en skiktfraktionshastighet som definierats med den följande likheten ovan.

τ - är vindskjuvspänningen.

C_d - är en konstant (10^{-3}).

u_{air} - är vindhastigheten.

Antag att medelvindhastigheten u_{air} är 4 m/s. Då fås:

$$u_f^2 = 20 \cdot 10^{-6} \quad u_f = 4,4 \cdot 10^{-3} \text{ m/s}$$

Efter insättning i Ri^* fås:

$$Ri^* = \frac{0,12 \cdot 10 \cdot 3}{1000 \cdot 20 \cdot 10^{-6}} \cdot \Delta T = 180 \Delta T$$

$$v_E = 4,4 \cdot 10^{-3} f(180 \Delta T) \quad (1)$$

Kriterium för att inte permanent skiktning skall uppstå är:

$$v_E \cdot \rho \cdot C_p \cdot \Delta T > q_{\text{ut}} + q_{\text{sed}} \quad (\text{W/m}^2) \quad (2)$$

Antag att:

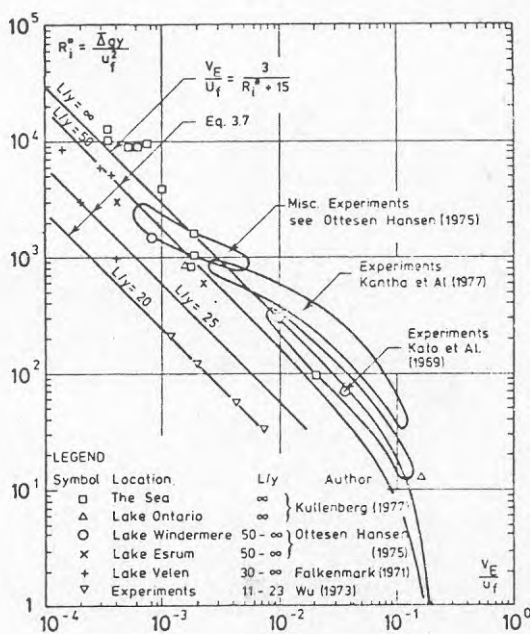
$$q_{\text{ut}} = 1,5 \text{ W/m}^2 \quad (\text{värmeuttaget})$$

$$q_{\text{sed}} = 5 \text{ W/m}^2 \quad (\text{vämetransport till sediment})$$

Efter insättning av (1) i (2):

$$\Delta T \cdot (180 \cdot \Delta T) > \frac{q_{\text{ut}} + q_{\text{sed}}}{4,4 \cdot 10^{-3} \cdot 4,2 \cdot 10^{-6}} = 3,5 \cdot 10^{-4}$$

Vänsterleden i ekvationen kan beräknas för olika ΔT .
f $(180 \cdot \Delta T)$ tas direkt från diagrammet nedan (Ottesen Hansen 1978).



Calculated and Measured Entrainment Rates in Lakes.

Beräkningar visar att vänsterledet vid ΔT i området $0,01 - 10^\circ\text{C}$ alltid är större än högerledet.

Detta betyder att vindblandningen är tillräcklig för att övervinna de skiktande krafter som värmeuttag och sedimentens kylning medför.

Slutsatser

Värmeuttaget fördelas över sjön genom densitetsströmmar som ger en tendens till stabil termisk skiktning. Denna kylning är dock så svag att normal vindblandning kommer att förhindra att en permanent skiktning uppstår.

VÄRMEUTTAG FRÅN SEDIMENTEN

Värmeomsättning

(Källa för detta avsnitt är Svensson, T. 1980)

Värmeomsättningen är ett mått på hur stor energimängd som kan tas ut ur sedimenten i sjön, d v s skillnaden mellan största och minsta värmeinnehåll i sedimenten. Värmeomsättningen beror på temperaturamplituden T_a och värmeomsättningstemperaturen $\sqrt{\lambda \cdot \rho c}$ och beräknas ur ekvationen

$$Q_{\text{sed}} = \sqrt{\frac{2}{\pi} \cdot \frac{3,15 \cdot 10^7}{3 \cdot 600 \cdot 000}} \cdot T_a \sqrt{\lambda \cdot \rho c} \quad [\text{kWh/m}^2] \quad (1)$$

λ = värmeledningstalet för sediment $[\text{W/m,K}]$

ρc = värmekapacitet för sediment $[\text{J/m}^3\text{K}]$

Värmeomsättningsparametern kan beräknas med utgångspunkt från kvartshalten och porositeten (vattenhalten) i sedimentlagret. Ur limnologiska undersökningar i Örsholmstjärn erhöles följande resultat:

	<u>Porositet (p)</u>	<u>Kvarshalt (q)</u>
Översta skiktet 0 - 5 cm	82 %	63 %
skiktet 5 - 15 cm	76 %	65 %

Sammansättningen i det senare (undre) skiktet bedöms representativt för den resulterande energitransporten. Beräkningen får då följande utseende:

$$\text{Värmeledningstalet för sediment } \lambda = \lambda_v^p \cdot \lambda_m^{(1-p)} \quad (2)$$

λ_v - värmeledningstalet för vatten = 0,56 W/m,K

λ_m - värmeledningstalet för mineralkornen

$$\lambda_m = 7,7^q \cdot 2,0^{(1-q)} = 4,8 \text{ W/m,K} \quad (3)$$

Efter insättning i (2) erhålles: $\lambda = 0,94 \text{ W/m,K}$

$$\text{Värmekapacitet för sediment: } \rho c = (\rho c)_v \cdot p + (\rho c)_m (1-p) \quad (4)$$

$(\rho c)_v$ - värmekapacitet för vatten = $4,18 \cdot 10^6 \text{ J/m}^3\text{,K}$

$(\rho c)_m$ - värmekapacitet för mineralkorn = $2,23 \cdot 10^6 \text{ J/m}^3\text{,K}$

$$\rho c = 3,71 \cdot 10^6 \text{ J/m}^3\text{,K}$$

Värmeomsättningsparametern beräknas:

$$\sqrt{\lambda \cdot \rho c} = 1,87 \cdot 10^3$$

Årstemperaturamplituden T_a uppskattas till $9,5^\circ$ och värmeomsättningen i sediment beräknas som:

$$Q_{\text{sed}} = 1,244 \cdot 10^{-3} \cdot 9,5 \cdot 1,87 \cdot 10^3 = 22,0 \text{ kWh/m}^2$$

För hela sjön blir värmeomsättningen då:

$$Q_{\text{sed}} = 22 \times 150.000 = 3\,300 \text{ MWh}$$

Med kontinuerligt värmeuttag på 225 kW under 16 veckor beräknas energiuttaget till 605 MWh.

Värmeomsättningen i sedimenten tillsammans med det planerade energiuttaget motsvarar ca 3,5 % av den totala solstrålningsenergin som tillförs sjön under ett år, vilket tyder på att jämviktstemperaturerna knappast ändras märkbart.

Värmeupptagning genom radiell värmeledning

Vid förläggning av slangar på botten finns risk att dessa efter en tid sjunker ned i sedimenten. Man har därför anledning att studera det sämsta tänkbara fallet, d v s värmeupptagning genom slangar nergrävda i sedimenten. Värmeflödet per längdenhet slang i oändligt medium kan beräknas ur ekvationen:

$$\frac{P}{L} = 4\pi\lambda \cdot f \left(\frac{K \cdot t}{r^2} \right) \cdot \Delta T \quad (\text{W/m})$$

där:

K - värmediffusivitet (m^2/s)

$$K = \frac{\lambda}{\rho \cdot c}$$

$\lambda = 0,9 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$ (för sediment)

$\rho \cdot c = 3,7 \cdot 10^6 \text{ J/m}^3 \cdot ^\circ\text{C}$ (för sediment)

$K = 0,00237 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$

$t = \text{tid}$ (s)

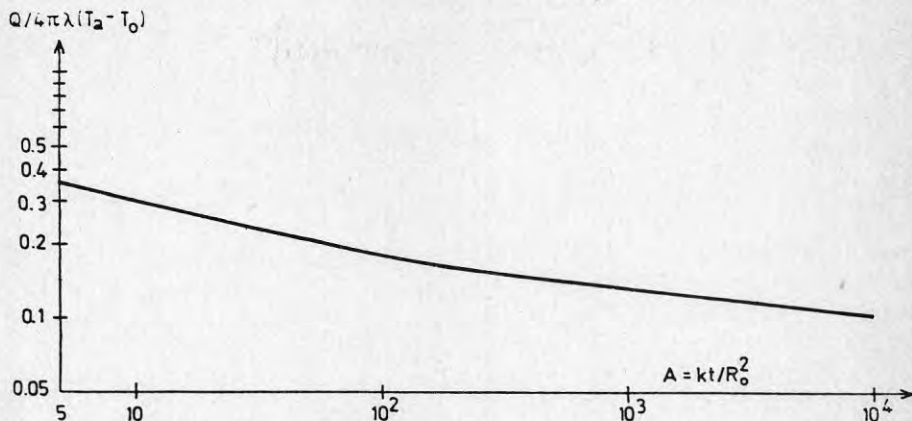
$r = \text{slangens radie}$ (m)

$f \left(\frac{K \cdot t}{r^2} \right)$ fås ur nedanstående diagram.

(Värmemotståndet hos slangväggen försummas.)

Värmeflödet beräknas som genomsnitt för 16 veckor vid fyra slangdimensioner och olika värden för ΔT .

Diagram:



Slangdim. mm	$\frac{K \cdot t}{r^2}$	$f\left(\frac{K \cdot t}{r^2}\right)$	$\frac{P}{L \cdot \Delta T}$	$\frac{P}{L}$ (W/m)				
				$\Delta T=4^\circ$ °C	$\Delta T=5^\circ$ °C	$\Delta T=6^\circ$ °C	$\Delta T=7^\circ$ °C	$\Delta T=8^\circ$ °C
25/20,4	14.672	0,09	1,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0
32/26	8.948	0,1	1,13	4,5	5,6	6,8	7,9	9,0
40/32,6	5.734	0,12	1,35	5,4	6,7	8,1	9,5	10,8
50/40,8	3.662	0,125	1,41	5,6	7,0	8,5	9,8	11,3

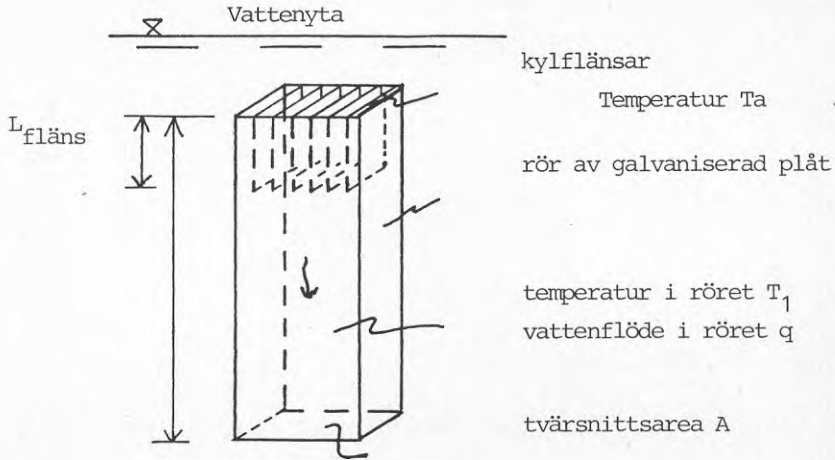
Vid en genomsnittlig temperaturdifferens mellan värmebäraren i rörslingorna och omgivningen av i storleksordningen 4°C fås sålunda en värmetransport på omkring 5 W per löpmeter. Detta förutsätter emellertid att rörslingorna ligger djupt (i storleksordningen 1 m eller mer). I praktiken kan slangarna knappast sjunka mer än kanske några centimeter dels därför att den genomsnittliga densiteten hos rören endast är ca 1,1, dels därför att vegetationen sannolikt förhindrar sjunkningen rent mekaniskt. Av denna anledning torde man med bibehållen försiktighet kunna studera värme-flödet som om det skedde uppifrån genom ett halvcirkelformat skal med radien 10 cm. Om värmeförsörjningen antas ske genom ett stillastående medium med en temperaturgradient av 75 grader per meter (15 grader på 10 cm sediment + 10 cm vatten) fås då ett värme-flöde på $0,56 \times 75 = 42 \text{ W/m}^2$ eller 13 W per löpmeter. Eventuellt bidrag från botten försummas.

För en värmeupptagare med en total effekt av 225 kW skulle därmed i detta "sämsta tänkbara" fall erfordras en sammanlagd rörlängd av 17.300 m.

VÄRMEVÄXLARE FÖR ENERGIUPPTAGNING UR SJÖAR

En idéskiss av Torbjörn Svensson.

Ett koncentrerat värmeuttag kan erhållas genom kylning i ett rör med insatta kylflänsar enligt skissen.



Genom kylning av flänsarna blir vattnet i röret kallare och därmed tyngre än omgivande vatten (gäller sommartid). Det uppstår en nedåtriktad ström i röret som drivs av tryckskillnader på grund av temperaturdifferensen. Vintertid vid temperaturer lägre än +4°C kan flänsarna placeras nederst, varvid en uppåtriktad ström erhålls.

En rörelsemängdsekvation, applicerad på vattenvolymen i röret ger:

$$\rho q^2 / A = A \cdot L \cdot g (\rho_i - \rho_Y) = A \cdot L \cdot g \cdot k (T_i - T_Y) \quad (1)$$

$$\text{Denna ger: } q = A \sqrt{\frac{L g k}{\rho}} \cdot \Delta T \quad (2)$$

Den upptagna kyleffekten blir

$$P_{\text{kyl}} = q \cdot \rho C_p \cdot \Delta T \quad (3)$$

Insätts q från (2) erhålls:

$$P_{\text{kyl}} = AC_p \sqrt{g \rho k} \sqrt{L \cdot \Delta T^3} \quad (4)$$

Konstanter:

$$C_p = 4,2 \cdot 10^3 \text{ J/kg, } ^\circ\text{C}$$

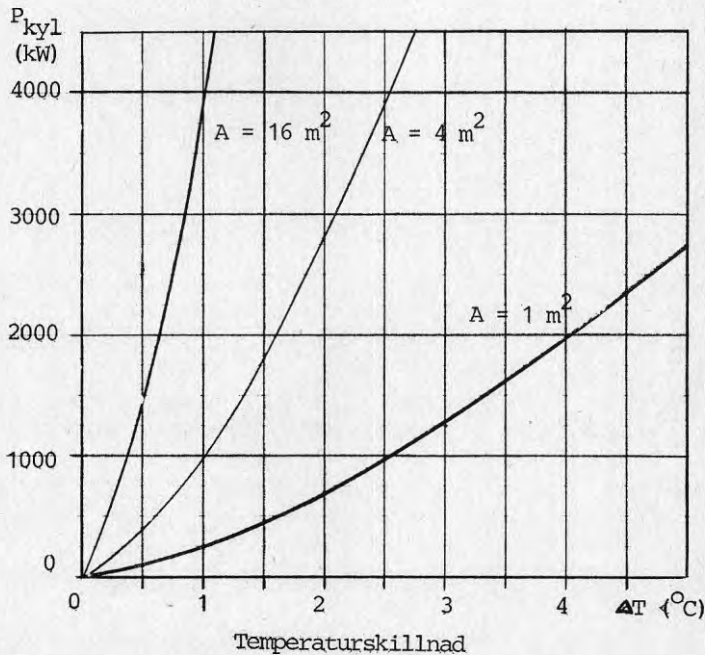
$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$\rho = 1\,000$$

$$k = 0,12 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3, ^\circ\text{C}} \text{ för } T \text{ i intervallet } 10\text{--}15^\circ\text{C}$$

$$P_{\text{kyl}} = 1,44 \cdot 10^5 A \cdot \sqrt{L \cdot \Delta T^3}$$

För ett rör av längden 3 meter erhålls kyleffekter enligt diagram:

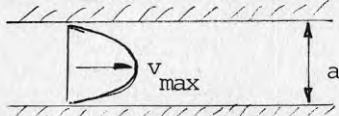


Kyleffekten per m^2 av rørets tvärsnittsarea är således enbart beroende av längden och temperaturfallet enligt följande:

$$\frac{P_{\text{kyl}}}{A} = 1,44 \cdot 10^5 \cdot \sqrt{L \cdot \Delta T^3} \quad (5)$$

Inverkan av friktion

Laminärt flöde mellan parallella plattor.



$$\text{Medelhastighet } \bar{v} = \frac{a^2}{12 \mu} \cdot \frac{dp}{dx} \quad (6)$$

Tryckfallet blir $\Delta p = \frac{12 \mu \bar{v}}{a^2} \cdot L_{\text{fläns}}$

Insättning i rörelsemängdsekvation ger:

$$\rho \frac{q^2}{A} = A \left[L g k \cdot \Delta T - \frac{12 \mu \bar{v}}{a^2} L_{\text{fläns}} \right]$$

$$\bar{v}^2 + \frac{12 \mu L_{\text{fläns}}}{\rho a^2} \bar{v} - \frac{L g k}{\rho} \cdot \Delta T = 0$$

$$\bar{v} = - \frac{6 \mu L_{\text{fläns}}}{\rho a^2} (+) \sqrt{\left(\frac{6 \mu L_{\text{fläns}}}{\rho a^2} \right)^2 + \frac{L g k}{\rho} \Delta T} \quad (8)$$

Ekvationen (8) ger medelhastigheten i flödet med hänsyn till flödets acceleration på grund av densitetsskillnaden samt friktionen mellan kylflänsarna.

Värmeupptagning mellan kylflänsar

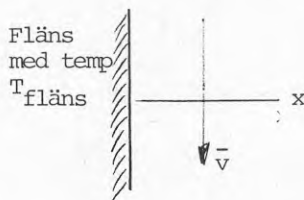
Laminärt flöde mellan flänsarna ger molekylär värmeledning. Värmeupptagningen kan beräknas approximativt enligt följande.

Antal att flänsarna har konstant temperatur, $T_{\text{fläns}}$. Betrakta ett snitt vinkelrätt mot flänsarna, vilket rör sig med medelhastigheten \bar{v} . Temperaturen i detta snitt följer en endimensionell värmeledningsekvation

$$\frac{\partial C}{\partial t} = D \frac{\partial^2 C}{\partial x^2}$$

där $C = T_a - T \quad ^\circ\text{C}$

$$D = \frac{\lambda}{\rho C_p} \quad \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$



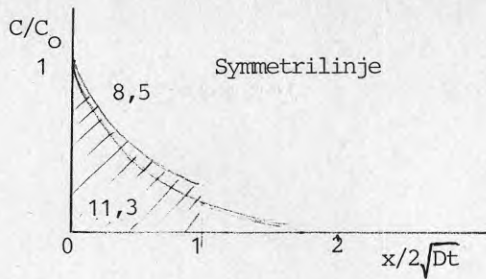
Randvillkor: $x = 0 \quad C = C_0 = T_a - T_{\text{fläns}}$

$x \rightarrow \infty \quad C \rightarrow C_a = T_a - T_a = 0$

Lösningen blir (se t ex Crank 1975):

$$C/C_0 = \text{erfc} \frac{x}{2 \sqrt{Dt}} \quad \dots \quad (9) \quad \text{där } \text{erfc} z = 1 - \text{erf} z$$

Denna kurva kan visas i diagram:



Om vi väljer $a/2 = 2 \sqrt{Dt_{\text{fläns}}}$, där $t_{\text{fläns}}$ är strömningstiden $L_{\text{fläns}}/\bar{v}$, speglas lösningen kring linjen $x = 2 \sqrt{Dt}$ på grund av inverkan från motstående fläns, se diagram. Den streckade ytan representerar den totala temperatursänkningen.

Medeltemperatursänkningen blir

$$\Delta T = \frac{11,3}{11,3 + 8,5} \cdot (T_a - T_{\text{fläns}}) = 0,57 (T_a - T_{\text{fläns}}) = 0,57 \Delta T_{\text{fläns}}$$

Avståndet mellan flänsarna:

$$\begin{aligned} a &= 2 \cdot 2 \sqrt{\frac{\lambda}{\rho C_p} \cdot t_{\text{fläns}}} = 4 \sqrt{\frac{0,56}{4,2 \cdot 10^6} \cdot \sqrt{\frac{L_{\text{fläns}}}{\bar{v}}}} = \\ &= 1,46 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{L_{\text{fläns}}}{\bar{v}}} \end{aligned} \quad (10)$$

Insättning i (8) ger:

$$\begin{aligned} \bar{v} &= - \frac{6 \mu L_{\text{fläns}} \cdot \bar{v}}{\rho \cdot (1,46 \cdot 10^{-3})^2 L_{\text{fläns}}} \sqrt{\left[\frac{6 \mu \bar{v}}{\rho (1,46 \cdot 10^{-3})^2} \right]^2 +} \\ &+ \frac{L g k}{\rho} \cdot 0,57 \Delta T_{\text{fläns}} \end{aligned}$$

$$1 = - 2 810 \cdot \mu + \sqrt{(2 810 \mu)^2 + 5,59 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{L k \Delta T_{\text{fläns}}}{\bar{v}^2}}$$

För sommarförhållanden gäller $\mu = 1,3 \cdot 10^{-3}$, $k = 0,12$.

$$4,65 = \sqrt{13,3 + 6,71 \cdot 10^{-4} \frac{L \Delta T_{\text{fläns}}}{\bar{v}^2}}$$

$$\frac{L \cdot \Delta T_{\text{fläns}}}{\bar{v}^2} = \frac{4,65^2 - 13,3}{6,71 \cdot 10^{-4}} = 1,24 \cdot 10^4$$

$$\bar{v} = \sqrt{\frac{L \cdot \Delta T_{\text{fläns}}}{1,24 \cdot 10^4}} \quad (11)$$

Värmeuttaget för ett rör med 1 m^2 tvärsnittsarea blir:

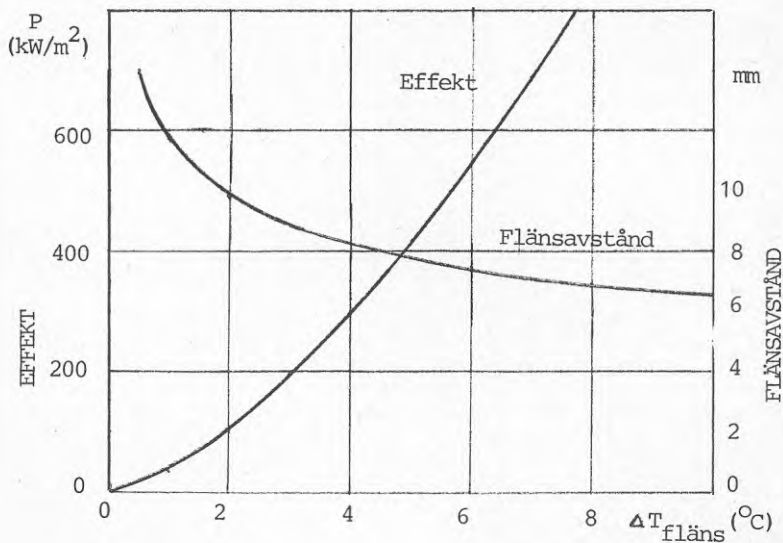
$$\begin{aligned} P &= 0,57 \Delta T_{\text{fläns}} \cdot \rho C_p \cdot \bar{v} = \frac{0,57 \cdot 4,2 \cdot 10^6}{\sqrt{1,24 \cdot 10^4}} \sqrt{L \cdot \Delta T_{\text{fläns}}^3} = \\ &= 21,5 \cdot 10^3 \sqrt{L \Delta T_{\text{fläns}}^3} \quad (12) \end{aligned}$$

Avståndet mellan flänsarna blir

$$a = 1,46 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{L_{\text{fläns}}}{\sqrt{\frac{L \cdot \Delta T_{\text{fläns}}}{1,24 \cdot 10^4}}}} \quad (13)$$

$$\text{Med } L_{\text{fläns}} = 1 \text{ m och } L = 3 \text{ m erhålls } a = 11,7 \cdot 10^{-3} \sqrt[4]{\frac{1}{\Delta T_{\text{fläns}}}} \quad (14)$$

Värmeuttaget och flänsavståndet som funktion av $\Delta T_{\text{fläns}}$ visas i diagram för $L = 3 \text{ m}$.

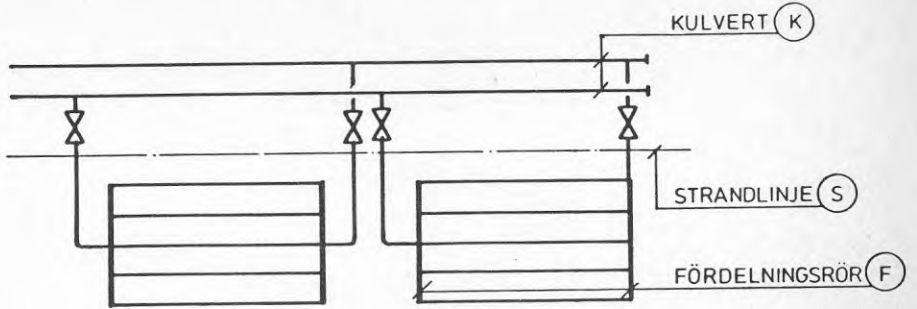


Av diagrammet framgår att avsevärda energimängder kan utvinnas ur en värmväxlare av denna typ under sommartid. Sålunda skulle den för Örsholmsbadet önskade effekten kunna erhållas med en fri genomströmningsarea av 1 m^2 för sjövattnet och med en flänslängd av 1 meter. Flänsdelningen blir ca 9 mm. Vidare förutses att vattenströmmen genom paketet styrs av ett rör som når 3 meter ner samt att medeltemperaturdifferensen är i storleksordningen 4 å 5 grader ($\Delta T_{\text{fläns}}$ drygt 3 grader).

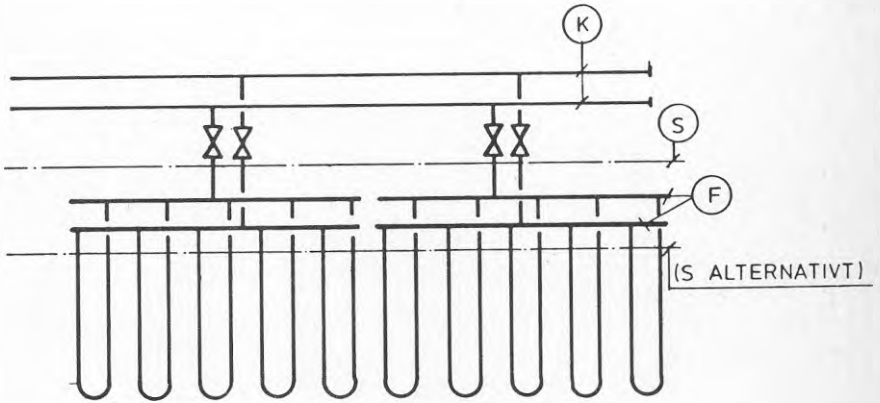
Analoga beräkningar för ett vinterfall visar att man då kan få ut i storleksordningen halva sommareffekten.

UTFORMNING AV VÄRMEUPPTAGARE

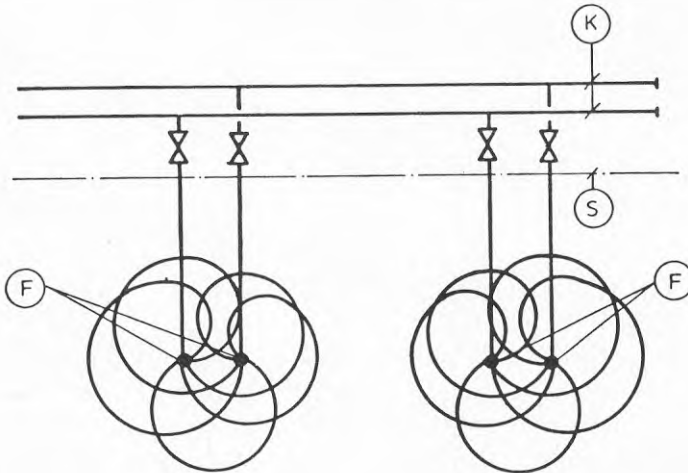
ALT. 1



ALT. 2

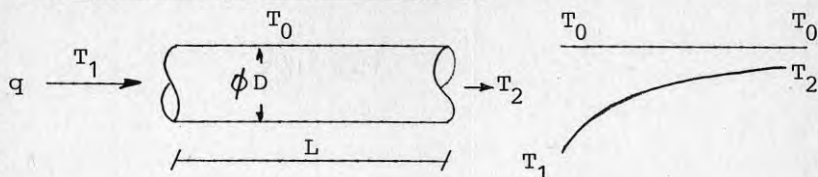


ALT. 3



VÄRMEUTTAG FRÅN VATTEN

Teoretisk beräkning av värmeövergången



Den uttagna effekten kan skrivas som:

$$P = q \cdot \rho \cdot C (T_2 - T_1) \quad (\text{W}) \quad \text{-----} \quad (1)$$

eller

$$P = k \cdot \pi DL \cdot \frac{T_2 - T_1}{\ln \frac{T_0 - T_1}{T_0 - T_2}} \quad \text{-----} \quad (2)$$

där:

q = köldbärarflöde (m^3/s)

C = köldbärarens värmekapacitet ($C = 3,04 \cdot 10^3 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$)

ρ = köldbärarens densitet ($\rho = 1\,195 \text{ kg/m}^3$)

k = värmegenomgångskoefficient för rörmaterialiet ($\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)

D = slangens dimension (m)

L = slangens längd (m)

T_0 = omgivnade vattnets temperatur ($^\circ\text{C}$)

T_1 = ingående köldbärarens temperatur ($^\circ\text{C}$)

T_2 = Utgående köldbärarens temperatur ($^\circ\text{C}$)

Efter insättning av (1) i (2) erhålls:

$$\ln \frac{T_0 - T_1}{T_0 - T_2} = \frac{k \cdot \pi DL}{q \cdot \rho \cdot C}$$

eller efter förenkling

$$T_2 = T_0 - (T_0 - T_1) \cdot e^{-\frac{k \cdot \pi \cdot DL}{q \cdot C \cdot \rho}} \quad \text{-----} \quad (3)$$

För beräkning av värmeledningen genom slangväggen antas följande:

- Rören är tillverkade av PEL i tryckklass NT6
- Strömningen i röret är turbulent
- Värmeledningsförmågan för PEL-rör = $0,35 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$

Värmeövergången genom vattnet omedelbart utanför rören beror till största delen på strömingshastigheten. Enligt beräkningar i en annan bilaga (bilaga 3) ger värmeuttaget upphov till en vattenhastighet på i storleksordningen $0,01 \text{ m/s}$. Följande beräkningar är beroende på egenkonvektion varvid värmegenomgångskoefficienten

satts till 160 W/m^2 , K. En påtryckt strömning med den ovan angivna hastigheten har efter extrapolering i tillgängliga diagram bedömts ge en drygt 15 % större resulterande värmeövergång och därmed 15 % kortare rörlängder än som angetts i tabellerna 1 och 2. Radiell värmeledning genom PEL-rör för olika dimensioner beräknas:

DN mm	$k \cdot \pi \cdot D$ W/m °C
25/20,4	5,7
32/26	6,3
40/32,6	6,9
50/40,8	7,5

Värmeupptagaren består av ett antal parallellkopplade slingor, vars längd bestämmer hur nära den omgivande vattentemperaturen köldbärarens temperatur (T_2) är då den lämnar värmeupptagaren.

I det följande har två dimensioneringsförutsättningar använts, nämligen en temperaturstegring ($T_2 - T_1$) av 40 respektive 70 % av temperaturdifferensen i början av värmeupptagaren ($T_0 - T_1$).

Med ledning av uppgifter i WVS-handbokens tabeller och diagram rörande optimal dimensionering har temperaturdifferensen $T_0 - T_1$ antagits till $7,6^\circ\text{C}$.

Sambandet mellan rördimension, flöde och tryckfall framgår av följande tabell.

Tabell. Flöden i m^3/s för olika friktionstryckfall Pa/m rör

DN	Tryckfall per m	62,5 Pa	125 Pa	250 Pa	625 Pa
25/20,4		$0,073 \cdot 10^{-3}$	$0,11 \cdot 10^{-3}$	$0,16 \cdot 10^{-3}$	$0,27 \cdot 10^{-3}$
32/26		$0,15 \cdot 10^{-3}$	$0,22 \cdot 10^{-3}$	$0,33 \cdot 10^{-3}$	$0,55 \cdot 10^{-3}$
40/32,6		$0,28 \cdot 10^{-3}$	$0,4 \cdot 10^{-3}$	$0,6 \cdot 10^{-3}$	$1,0 \cdot 10^{-3}$
50/40,8		$0,47 \cdot 10^{-3}$	$0,7 \cdot 10^{-3}$	$1,05 \cdot 10^{-3}$	$1,8 \cdot 10^{-3}$

Det har under arbetet visat sig, att olika källor anger olika tryckfall vid samma förutsättningar. Tryckfallsuppgifterna är därför osäkra. Det redovisade materialet har som grund nomogram baserade på mätningar med vatten utförda av Statens Provninganstalt för Essem Uveten-rör. Erhållna data har med hjälp av bland annat Colebrooks formel transformerats till värden för kalciumklorid.

För en total effekt av 225 kW redovisas beräkningarna i följande tabeller 1 och 2 där

P_s = Kyleffekt för en slinga (W)

q_s = Flödet i en slinga

n = Antalet slingor

L_{tot} = Totalt erforderlig rörlängd (m)

Δp_s = Friktionstryckfall i en slinga (kPa)

I tabellerna har alla värden tagits med utan några rimlighetsbedömningar. Sålunda erhålls i vissa fall till exempel oacceptabelt höga tryckfall. Det kan vidare påpekas, att antalet slingor beräkningsmässigt ej erhålls till jämna heltal. Avrundningen som skett medför att effektuttaget kan avvika något från fall till fall, vilket dock saknar praktisk betydelse åtminstone vid de rimliga dimensionerna.

Kostnaderna inkluderar material och förläggning av värmeupptagare med samlingsrör. De har beräknats enligt sambandet

$$K = A + B \cdot n + C \cdot L_{\text{tot}}$$

där A, B och C är konstanter som satts till följande värden

DN	A	B	C
25/20,4	10 000	450	3,15
32/26	13 000	450	4,45
40/32,6	16 000	450	6,65
50/40,8	19 000	450	10,50

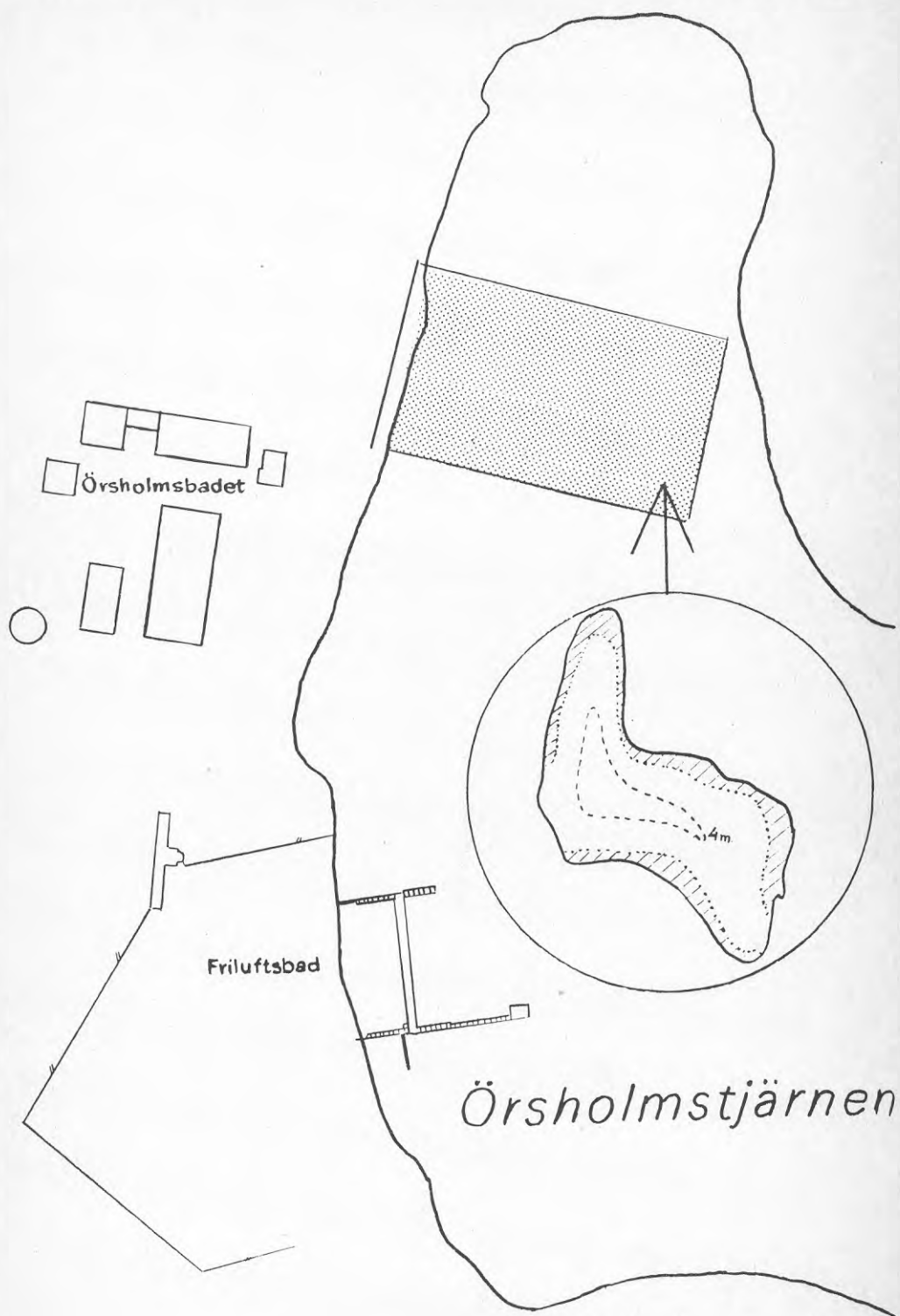
samt n är antalet slingor och L_{tot} den totala rörlängden.

Tabell 1. Temperaturuttag ($T_2 - T_1$) 40 % av ingångsdifferensen ($T_0 - T_1$)

DN mm	q_s m^3/s	L_s m	P_s W	n	L_{tot} m	Δp_s kPa	Bedömd kostnad kronor
A. Friktionstryckfall 62,5 Pa/m							
25/20,4	$0,073 \cdot 10^{-3}$	23,7	805	279	6 612	1,5	156 400
32/26	$0,15 \cdot 10^{-3}$	44,3	1 655	136	6 019	2,8	101 000
40/32,6	$0,18 \cdot 10^{-3}$	75,2	3 090	73	5 489	4,7	85 400
50/40,8	$0,47 \cdot 10^{-3}$	116,8	5 190	43	5 021	7,3	91 100
B. Friktionstryckfall 125 Pa/m							
25/20,4	$0,11 \cdot 10^{-3}$	35,7	1 215	185	6 613	4,5	114 000
32/26	$0,22 \cdot 10^{-3}$	64,9	2 430	93	6 036	8,1	81 700
40/32,6	$0,40 \cdot 10^{-3}$	107,4	4 415	51	5 479	13,4	75 400
50/40,8	$0,70 \cdot 10^{-3}$	173,9	7 730	29	5 043	21,7	85 000
C. Friktionstryckfall 250 Pa/m							
25/20,4	$0,27 \cdot 10^{-3}$	52,0	1 765	127	6 604	13,0	88 000
32/26	$0,33 \cdot 10^{-3}$	97,4	3 645	62	6 026	24,4	67 800
40/32,6	$0,60 \cdot 10^{-3}$	161,1	6 625	34	5 478	40,3	67 700
50/40,8	$1,05 \cdot 10^{-3}$	260,8	11 595	19	4 956	65,2	79 600
D. Friktionstryckfall 625 Pa/m							
25/20,4	$0,27 \cdot 10^{-3}$	87,7	2 980	75	6 581	54,8	64 500
32/26	$0,55 \cdot 10^{-3}$	162,3	6 075	37	6 004	101,4	56 400
40/32,6	$1,00 \cdot 10^{-3}$	268,6	11 045	20	5 371	167,9	60 700
50/40,8	$1,80 \cdot 10^{-3}$	447,2	19 880	11	4 919	279,5	75 600

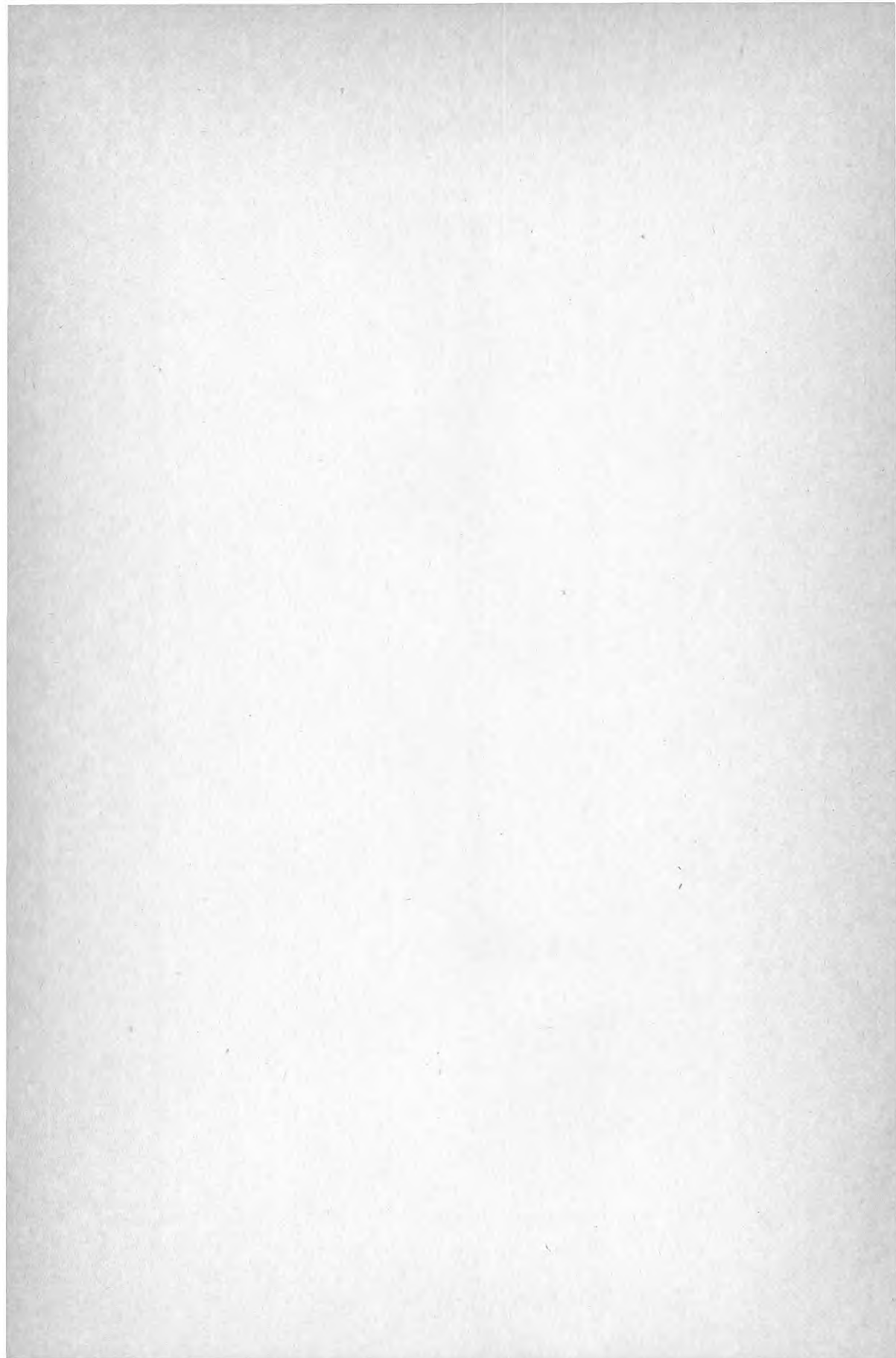
Tabell 2. Temperaturuttag ($T_2 - T_1$) 70 % av ingångsdifferensen
 ($T_0 - T_1$)

DN mm	q_s m ³ /s	L_s m	P_s W	n	L_{tot} m	Δp_s kPa	Bedömd kostnad kronor
A. Friktionstryckfall 62,5 Pa/m							
25/20,4	$0,073 \cdot 10^{-3}$	55,9	1 410	159	8 890	3,5	109 600
32/26	$0,15 \cdot 10^{-3}$	104,3	2 900	78	8 136	6,5	84 300
40/32,6	$0,28 \cdot 10^{-3}$	177,2	5 410	42	7 444	11,1	84 400
50/40,8	$0,47 \cdot 10^{-3}$	275,2	9 085	25	6 880	17,2	102 500
B. Friktionstryckfall 125 Pa/m							
25/20,4	$0,11 \cdot 10^{-3}$	84,3	2 125	106	8 930	10,5	85 800
32/26	$0,22 \cdot 10^{-3}$	153,0	4 250	53	8 107	19,1	72 900
40/32,6	$0,40 \cdot 10^{-3}$	253,2	7 730	29	7 342	31,7	77 900
50/40,8	$0,70 \cdot 10^{-3}$	409,9	13 530	17	6 968	51,2	99 800
C. Friktionstryckfall 250 Pa/m							
25/20,4	$0,16 \cdot 10^{-3}$	122,6	3 090	73	8 947	30,7	71 000
32/26	$0,33 \cdot 10^{-3}$	229,5	6 380	35	8 031	57,4	64 500
40/32,6	$0,60 \cdot 10^{-3}$	379,8	11 595	19	7 216	95,0	72 500
50/40,8	$1,05 \cdot 10^{-3}$	614,8	20 295	11	6 763	153,7	95 000
D. Friktionstryckfall 625 Pa/m							
25/20,4	$0,27 \cdot 10^{-3}$	206,8	5 220	43	8 893	129,3	57 400
32/26	$0,55 \cdot 10^{-3}$	382,4	10 630	21	8 031	239,0	58 200
40/32,6	$1,00 \cdot 10^{-3}$	633,0	19 325	12	7 596	395,6	71 900
50/40,8	$1,80 \cdot 10^{-3}$	1 053,9	34 790	7	7 377	658,7	99 600



LITTERATUR

- Abrahamsson T,
Norin F, Strååt H 1979 Värmepumpning från sjö för värmeförsörjning av kontorshus, förstudie
(Rapport R129:1979 från Statens Råd för Byggnadsforskning)
- Crank J 1975 The Mathematics of Diffusion. Oxford
- Ekström L, Ottosson H 1978 Polypropen - Solfångare för bas-sänguppvärmning. Kort översikt av dimensioneringsgrunder
(Rapport R48:1979 från Statens Råd för Byggnadsforskning)
- Ottosen Hansen N-E 1978 Mixing processes in lakes
Nordic Hydrology Vol IX nr 2 (1978)
- Ripl W m fl 1977 Förslag till restaurering av sjöar. Limn Inst, Lund
- Strååt H 1978 Örsholmsbadet, Karlstad. Utredning om installation av värmepump för uppvärmningsändamål. RNK Göteborg 1978-09-28
- Svensson T, Degerman E,
Jansson B, Westerlund S 1980 Energiutvinning ur sjö- och havssediment, förstudie
(Rapport för Statens Råd för Byggnadsforskning)





Denna rapport hänför sig till forskningsanslag
781564-1 från Statens råd för byggnadsforskning
till Kommunstyrelsen, Karlstad kommun, Karlstad.

R96: 1980

ISBN 91-540-³³⁰⁰~~8150~~-4

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6700196

Abonnemangsgrupp:
V. Anläggningsteknik

Distribution:
Svensk Byggtjänst, Box 7853
103 99 Stockholm

Cirkapris: 20 kr exkl moms