



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

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



Rapport

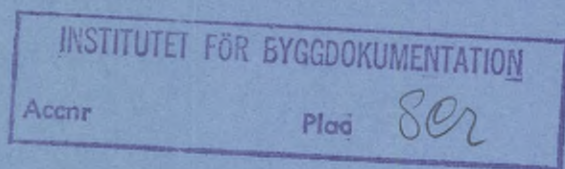
R145:1983

# Värmeupptagning med botten- förlagda slangar i rinnande vatten

Laboratorieförsök

Torbjörn Svensson  
Lars-Ove Sörman

K  
And



Byggeforskningsrådet

R145:1983

VÄRMEUPPTAGNING MED BOTTENFÖRLAGDA SLANGAR I  
RINNADE VATTEN

Laboratorieförsök.

Torbjörn Svensson  
Lars-Ove Sörman

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag  
800036-4 från Statens råd för byggnadsforskning  
till Institutionen för vattenbyggnad, Chalmers  
Tekniska Högskola, Göteborg

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

R145:1983  
ISBN 91-540-4041-8  
Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm  
LiberTryck Stockholm 1983

| Innehåll:  | Sid. |
|--|------|
| BETECKNINGAR   |      |
| SAMMANFATTNING   | 5    |
| 1. BAKGRUND OCH MÅLSÄTTNING  | 7    |
| 2. TEORETISK BAKGRUND  | 8    |
| 2.1 Allmänt  | 8    |
| 2.2 Värmeledningsekvationen  | 9    |
| 2.3 Yttre värmeövergångstal  | 10   |
| 2.4 Värmeupptagning vid begynnande frysning                              | 13   |
| 2.5 Teoretisk värmeupptagning med data för laboratorieförsöket           | 14   |
| 2.6 Hastighetsfördelning och turbulens vid botten                        | 19   |
| 3. FÖRSÖKSUTFÖRANDE  | 22   |
| 3.1 Försöksbassäng och provslinga  | 22   |
| 3.2 Mätning av temperatur, vattenhastighet, värmeupptagning och ispåväxt | 23   |
| 3.3 Försöksförfarande, försöksserier och utvärdering                     | 24   |
| 4. FÖRSÖKSRESULTAT   | 27   |
| 4.1 Hastighetsprofiler   | 27   |
| 4.2 Värmeupptagning  | 28   |
| 4.3 Sammanställning av försöksresultat                                   | 33   |
| 4.4 Isbildning kring värmeupptagaren                                     | 35   |
| 4.5 Värmeuttagets inverkan på hastighet och temperatur i vattnet         | 36   |
| 5. REFERENSER  | 39   |

BETECKNINGAR

|                                 |                                  |                     |
|---------------------------------|----------------------------------|---------------------|
| c                               | värmekapacitivet                 | J/kg °C             |
| D                               | vattendjup                       | m                   |
| d <sub>i</sub>                  | rörets innerdiameter             | m                   |
| d <sub>s</sub>                  | rörets ytterdiameter             | m                   |
| d <sub>y</sub>                  | iscylinderns diameter            | m                   |
| f                               | friktionskoefficient             |                     |
| K <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> | värmeegenomgångstal              | W/m °C              |
| k                               | bottens ekvivalenta sandråhet    | m                   |
| l                               | karakteristisk längd             | m                   |
| L                               | rörets längd                     | m                   |
| Nu                              | Nusselts tal                     |                     |
| n                               | summationsindex                  |                     |
| o                               | tväranströmningsindex            |                     |
| Pr                              | Prandtls tal                     |                     |
| q                               | upptagen värmeeffekt per m slang | W/m                 |
| Q <sub>b</sub>                  | brineflöde                       | m <sup>3</sup> /s   |
| R                               | kanalens hydrauliska radie       | m                   |
| Re                              | Reynolds tal                     |                     |
| T <sub>a</sub>                  | vattentemperatur                 | °C                  |
| T <sub>b</sub>                  | brinetemperatur                  | °C                  |
| u                               | lokal strömhastighet             | m/s                 |
| U                               | medelströmhastighet              | m/s                 |
| z                               | höjd över botten                 | m                   |
| α <sub>i</sub>                  | inre värmeövergångstal           | W/m <sup>2</sup> °C |
| α <sub>y</sub>                  | yttre värmeövergångstal          | W/m <sup>2</sup> °C |
| ΔT                              | temperaturskillnad               | °C                  |
| θ                               | reduktionsfaktor                 |                     |
| λ                               | värmeledningstal                 | W/m °C              |
| λ <sub>v</sub>                  | rörväggens värmeledningstal      | W/m °C              |
| λ <sub>is</sub>                 | isens värmeledningstal           | W/m °C              |
| ν                               | kinematisk viskositet            | m <sup>2</sup> /s   |
| ρ                               | densitet hos vatten              | kg/m <sup>3</sup>   |
| ρ <sub>is</sub>                 | densitet hos is                  | kg/m <sup>3</sup>   |
| φ                               | anströmningsvinkel               | o                   |

## SAMMANFATTNING

Sjöar och vattendrag används i växande utsträckning som värmekälla för värmepumpar. Ett stort antal villavärmepumpar har installerats med slangar utlagda på botten av ett näraliggande vattenområde som värmeupptagare. Dimensionering av sådana värmeupptagare sker överslagsmässigt. I vissa fall har haverier, i form av uppflytning på grund av ispåväxt, inträffat.

I en tidigare rapport (BFR R41:1983) redovisas uppmätt värmeupptagning för bottenförlagda slangar i stillastående vatten vid olika brinetemperatur och vattentemperatur. Här finns också en genomgång av teoretiska beräkningsmetoder för värmeupptagning och påfrysning. Föreliggande rapport utgör en fortsättning av den tidigare och behandlar värmeupptagning med bottenförlagda rör eller slangar i rinnande vatten.

Värmeupptagningen för ett bottenförlagt kylrör har uppmätts i en 20 - 30 cm djup kanal vid vattentemperaturer mellan 1 och 10°C och strömhastigheter mellan 4 och 27 cm/s. Experiment har utförts dels med en PEL-slang  $\varnothing$  32/3 och dels med ett kopparrör  $\varnothing$  35 liggande i huvudsak tvärs strömriktningen.

Försöksresultaten redovisas i form av kurvor över upptagen effekt per meter slang,  $q$ , som funktion av temperaturskillnaden mellan brinevätskan (25% etylenglykol) och omgivande vatten,  $\Delta T$ . Utgående från resultaten har det yttre värmeövergångstalet beräknats och det mot detta svarande dimensionslösa Nusselts tal. Dessa resultat är generellt användbara som dimensioneringsunderlag förutsatt att vattentemperatur, strömhastighet och slangarnas nedsjunkning är kända.

Försöken visar att Nusselts tal är proportionellt mot  $\sqrt{Re_1}$  inom ett intervall av Reynolds tal,  $Re_1$ , mellan 1000 och 10000.  $Re_1$  definieras som  $\pi dU/2\nu$ , där  $d$  är rördiametern och  $U$  är en representativ hastighet som mätes 5 - 10 cm över botten. För ett rör

som ligger direkt på en slät botten gäller att  $Nu = 0,77 \sqrt{Re_1}$ . För ett till hälften nersjunket rör är värmeupptagningen avsevärt lägre med  $Nu = 0,25 \sqrt{Re_1}$ . Dessa värden är i storleksordningen 40 resp. 10% av motsvarande värden för ett fritt rör.

Påfrysning på röret kan ske vid låga vattentemperaturer och strömhastigheter och påbörjas vid ett visst värmefflöde till röret, svarande mot en viss brinetemperatur. En ytterligare sänkning av brinetemperaturen leder endast till en liten ökning av värmeupptagningen samtidigt som istjockleken tillväxer, varför dimensionering av värmeväxlare i form av rör eller slangar blir starkt beroende av uppträdande temperaturer och strömhastigheter under vintern.



## 1. BAKGRUND OCH MÅLSÄTTNING

Sjöar, vattendrag och kustvatten används i växande utsträckning som värmekälla för värmepumpar. Ett stort antal villavärmepumpar finns i drift, vilka utnyttjar bottenförlagda slangsystem som värmeupptagare i närbelägna sjöar eller åar. Vanligen används PEL-slang  $\varnothing 40$  med ett värmeupptagande medium (köldbärarvätska eller brine) i form av glykol- eller saltlösning. Vid låga vattentemperaturer sker en påfrysning på slangarna om brinetemperaturen samtidigt understiger ett visst värde. För att förhindra att slangerna flyter upp pga isens lyftkraft måste den förankras vid botten eller belastas. I vissa fall kan man påräkna att slangerna fryser fast i bottenmaterialet vilket minskar förankringsbehovet.

Dimensionering av bottenförlagda slangsystem utföres i regel överslagsmässigt för en effektupptagning av 15-20 Watt per meter slang. Värmeupptagningen påverkas emellertid inom vida gränser av vattentemperatur, strömhastighet, slangens läge relativt bottenytan, tillåten påfrysning och av egenskaperna hos värmepumpens förångare. För att förbättra dimensioneringsunderlaget har i ett tidigare projekt vid inst.f.vattenbyggnad, CTH, den värmeupptagande förmågan uppmätts för bottenförlagda slangar i stillastående vatten (Svensson och Sörman, 1982). I den tidigare rapporten finns även en relativt utförlig genomgång av teorin för värmeupptagning och frysning kring en fritt upplagd, horisontell slang. Mätmetodiken finns också utförligt beskriven och är densamma som använts i föreliggande arbete.

Detta projekt syftar till att mäta värmeupptagning och påfrysning på bottenförlagda slangar i rinnande vatten. Vattentemperatur och strömhastighet bör i möjligaste mån ligga inom de intervall som är typiska för svenska vattendrag vintertid. Försöken utföres i en 5 m lång bassäng i V-sektionens klimatrum. Med hjälp av pumpar åstadkommes en ström i bassängen av högst 27 cm/s över ett tvärsnitt med 20-35 cm djup.

## 2. TEORETISK BAKGRUND

### 2.1 Allmänt

De samband som gäller för värmeupptagning med slangsystem i vatten finns närmare beskrivna av Svensson och Sörman (1982). I denna behandlas värmeupptagning i stillastående vatten. Skillnaden mot fallet med rinnande vatten ligger i det yttre värmeövergångstalet. Detta blir avsevärt större vid påtvungen konvektion än vid fri konvektion i stillastående vatten.

En slang som ligger på botten i ett rinnande vattendrag tar upp värme dels från vattnet och dels genom direkt värmeledning från underliggande bottenmaterial. Värmeöverföringen från vattnet är dock avsevärt effektivare, så att huvuddelen av värmen kommer att tas upp härifrån. Om vattentemperaturen är så låg att isbildning sker kommer därför isen i första hand att tillväxa nedåt enligt fig. 2.1.

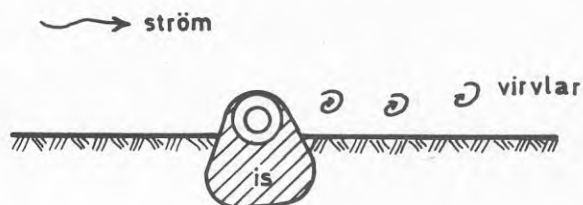


Fig.2.1 Trolig form av ispåväxt på slang vid låg temperatur.

Genom de komplicerade randvillkoren kan inte värmeupptagningen beräknas direkt från kända värden på värmeövergångstal m.m. I jämförelse med en fritt kringflytande slang bör värmeupptagningen vara mindre effektiv för en bottenförlagd slang. Värmeövergångstalen bör emellertid stå i en viss proportion till varandra i dessa båda fall. I det följande görs därför en genomgång av värmeutbytet för en fritt kringflytande slang. Dessa beräknade värden jämföres sedan med resultaten av våra laboratorieförsök. Teorin är också nödvändig för överföring av resultaten till andra slangdimensioner, flödes hastigheter m.m.

## 2.2 Värmeledningsekvationen

Med användning av värmeledningsekvationen kan följande uttryck för värmeflödet till en slang härledas

$$q = \frac{\pi (T_a - T_b)}{\frac{1}{\alpha_i d_i} + \frac{1}{2\lambda_v} \ln \frac{d_s}{d_i} + \frac{1}{2\lambda_{is}} \ln \frac{d_y}{d_s} + \frac{1}{\alpha_y d_y}} \quad \dots (1)$$

|     |                 |   |                       |
|-----|-----------------|---|-----------------------|
| där | q               | är värmeflödet per m slang                      | [W/m]                 |
|     | T <sub>a</sub>  | är vattentemperaturen                           | [°C]                  |
|     | T <sub>b</sub>  | är brinetemperaturen                            | [°C]                  |
|     | d <sub>i</sub>  | är slangens innerdiameter                       | [m]                   |
|     | d <sub>s</sub>  | är " ytterdiameter                              | [m]                   |
|     | d <sub>y</sub>  | är iscylinders diameter om slangens är påfrusen | [m]                   |
|     | λ <sub>v</sub>  | är rörväggens värmeledningstal                  | [W/m °C]              |
|     | λ <sub>is</sub> | är isens                    "-"                 | [W/m °C]              |
|     | α <sub>i</sub>  | är inre värmeövergångstal                       | [W/m <sup>2</sup> °C] |
|     | α <sub>y</sub>  | är yttre                    "-"                 | [W/m <sup>2</sup> °C] |

Ekv. (1) gäller både för en påfrusen och en icke påfrusen slang. I det förra fallet antas isen bilda ett jämntjockt skikt runt slangens. Från ekv. (1) kan ett värmeegenomgångstal K' definieras enligt följande:

$$q = K' (T_a - T_b) \quad \dots (2)$$

När slangens är ispåfrusen kan man utnyttja randvillkoret att temperaturen är +0 °C vid isytan och erhåller då följande uttryck för värmeflödet som funktion av brinetemperaturen

$$q = K'' \cdot (-T_b) \quad \dots (3)$$

där

$$K'' = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_i d_i} + \frac{1}{2\lambda_v} \ln \frac{d_s}{d_i} + \frac{1}{2\lambda_{is}} \ln \frac{d_y}{d_s}} \quad \dots (4)$$

Detta uttryck kan användas för att beräkna den stationära isdiameteren vid konstant värmeuttag.

$$d_Y = \frac{K'' (-T_b)}{\pi \alpha_Y \cdot T_a} \quad \dots (5)$$

### 2.3 Yttre värmeövergångstal

Vid påtvingad konvektion gäller att värmeövergångstalet är en funktion av Reynolds tal,  $Re$ , och Prandtls tal,  $Pr$ . Värmeövergångstalet uttryckes med hjälp av det dimensionslösa Nusselts tal,  $Nu$ , som definieras enligt följande:

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda} \quad \dots (6)$$

där  $l$  är en karakteristisk längd som i detta fall definieras som strömningslängden över rörets yta.

$$l = \frac{\pi}{2} \cdot d \quad \dots (7)$$

Enligt Heat Exchanger Design Handbook kan värmeöverföringen uppdelas i en laminär och en turbulent del. Det resulterande värdet på Nusselts tal blir:

$$Nu_{1,0} = 0,3 + \sqrt{Nu_{1,lam}^2 + Nu_{1,turb}^2} \quad \dots (8)$$

Denna ekvation gäller inom intervallet

$$1 < Re < 10^7$$

$$0,6 < Pr < 10^3$$

Följande uttryck anges för  $Nu_{1,lam}$  och  $Nu_{1,turb}$  vid strömning vinkelrätt mot slangen.

$$Nu_{1,lam} = 0,664 \sqrt{Re_1} \cdot \sqrt[3]{Pr} \quad \dots (9)$$

$$Nu_{1,turb} = \frac{0,037 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,443 Re_1^{-0,1} (Pr^{2/3} - 1)} \quad \dots (10)$$

Prandtl's tal är en temperaturberoende konstant för det strömmande mediet. För vatten vid en temperatur nära  $\pm 0^\circ\text{C}$  är Pr lika med 13. Med detta värde insatt i ekv. (9) och (19) erhålles:

$$Nu_{1,lam} = 1,56 \cdot \sqrt{Re_1} \quad \dots (11)$$

$$Nu_{1,turb} = \frac{0,48 \cdot Re_1^{0,8}}{1 + 11,064 Re_1^{-0,1}} \quad \dots (12)$$

Det resulterande värdet på  $Nu_{1,0}$  som funktion av  $Re_1$  ges i fig.2.2. Värmeövergångstalet ges i fig.2.3 för några rördiametrar som funktion av strömhastigheten. Obs. att diagrammen endast gäller för vatten vid en temperatur nära  $\pm 0^\circ\text{C}$ .

Vid strömning i sned vinkel mot slangen reduceras värmeupptagningen enligt tabell 1:

Tabell 1. Reduktionsfaktor för värmeupptagning vid sned anströmning mot ett rör.

| $\varphi$             | $90^\circ$ | $80^\circ$ | $70^\circ$ | $60^\circ$ | $50^\circ$ | $40^\circ$ | $30^\circ$ | $20^\circ$ |
|-----------------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| $Nu_{1,\varphi}/Nu_1$ | 1          | 1          | 0,99       | 0,95       | 0,86       | 0,75       | 0,63       | 0,50       |

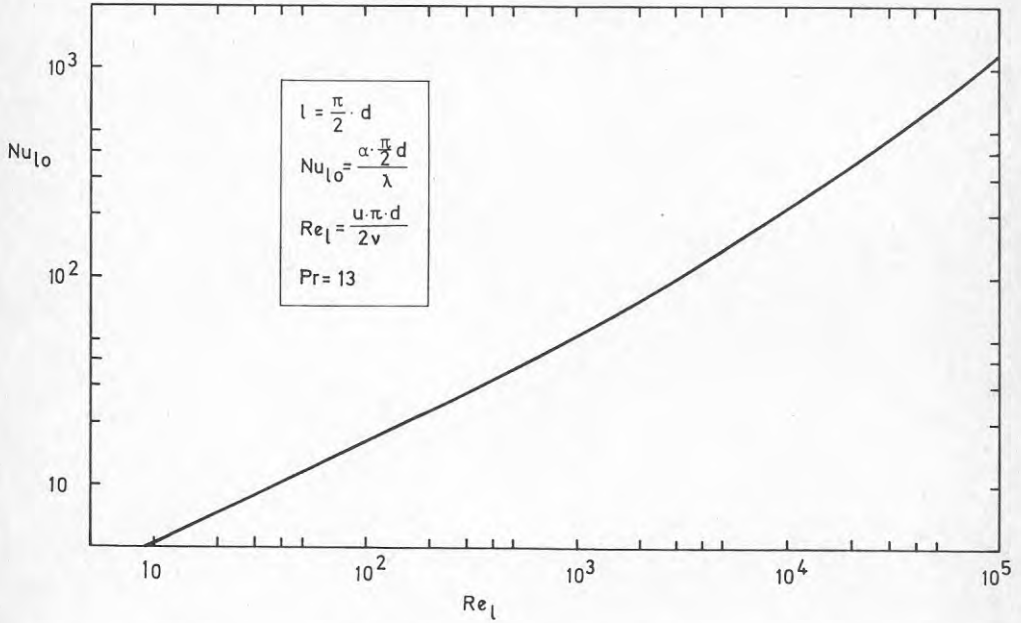


Fig.2.2 Nusselts tal för värmeöverföring till ett tväranströmmat rör som funktion av Reynolds tal.

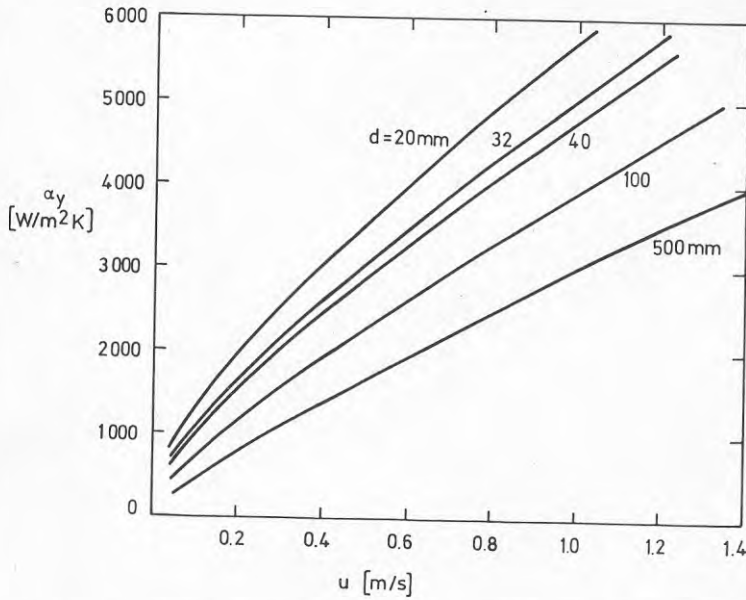


Fig.2.3 Värmeövergångstal,  $\alpha_y$ , för ett tväranströmmat rör som funktion av strömhastigheten.

#### 2.4 Värmeupptagning vid begynnande frysning

När värmeuttaget är så stort att temperaturen på slangens utsida är  $\pm 0^{\circ}\text{C}$  börjar is att frysa på. Frysning sker först vid de delar av slangen som har lägst lokalt värmeöverföringstal. Vid låga strömhastigheter ( $10^3 < \text{Re}_d < 10^4$ ) bildas is i första hand på nedströmssidan av slangen medan en jämnare fördelning kan förväntas vid högre strömhastigheter.

Värmeflödet till en ispåfrusen slang ges direkt av det yttre värmeövergångstalet, diametern inkl. is och vattentemperaturen enligt följande:

$$q = \alpha_y \cdot \pi d_y \cdot T_a = 2\lambda \cdot \text{Nu} \cdot T_a \quad \dots (13)$$

För t.ex. en diameter av 4 cm och en strömhastighet av 0,6 m/s erhålles ett värmeflöde till slangen av 20,5 W/m vid en vattentemperatur av  $0,05^{\circ}\text{C}$ . Motsvarande värmeflöden för andra vattentemperaturer och vattentemperaturer ges i diagrammen i fig. 2.4.

Ur diagrammen i fig.2.4 kan bl.a. utläsas vid vilken temperatur som det börjar frysa på utsidan av slangen vid ett givet värme-flöde. Alternativt kan värmeflödet bestämmas som funktion av vattentemperatur, strömhastighet och diameter (inkl. is). Genom att sätta detta värmeflöde lika med flödet mellan brinevätskan och ytterytan enligt ekv.(3) och (4) kan motsvarande brine-temperatur beräknas.

#### 2.5 Teoretisk värmeöverföring med data för laboratorieförsöket

Vid de försök som utförts har använts en PEL-slang resp. ett kopparrör med brinelösning bestående av 25 % etylenglykol. Följande parametervärden är representativa för PEL-slangen:

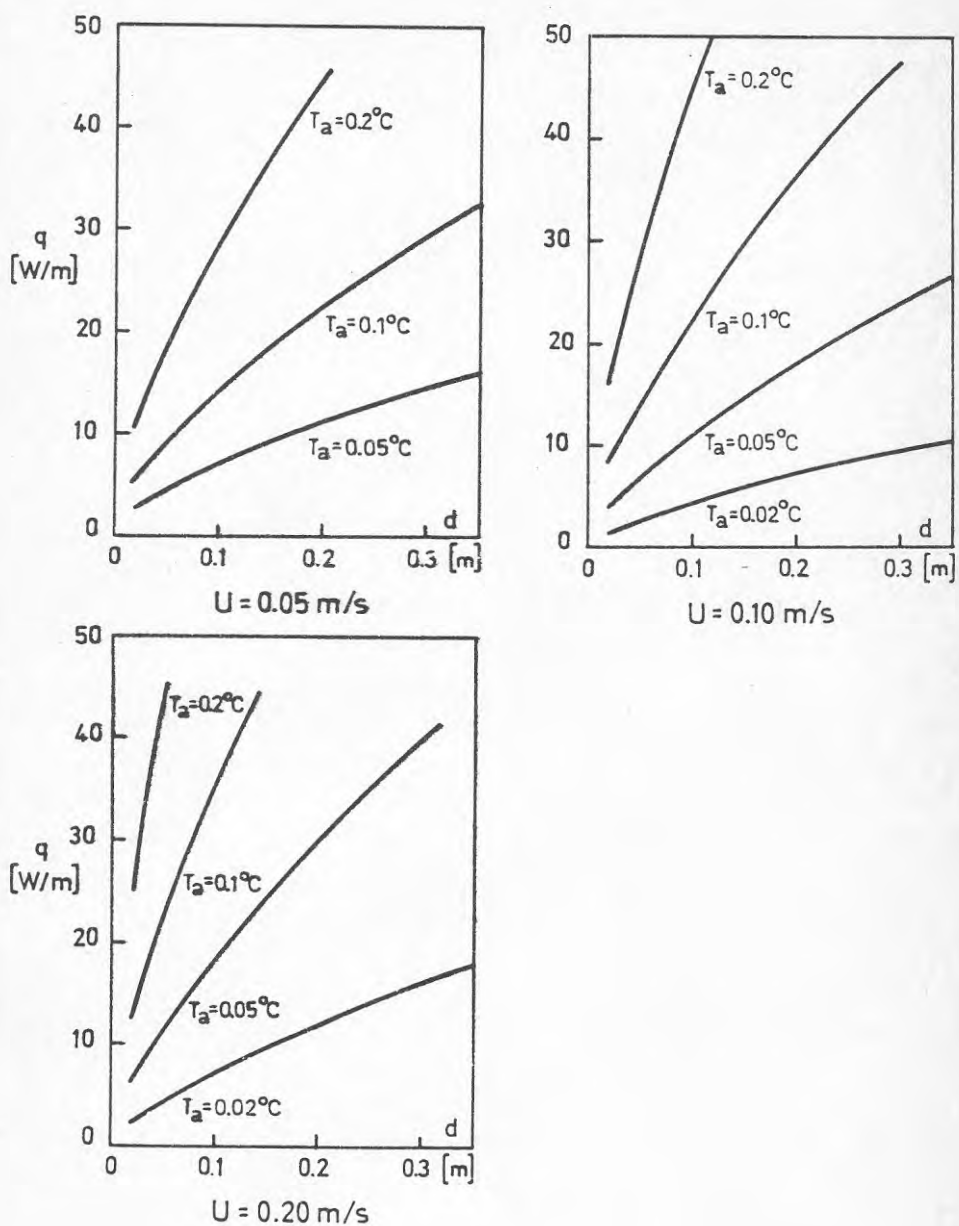


Fig.2.4 Värmefflöde till ett tväranströmmat, ispåfruset rör vid olika strömhastighet, vattentemperatur och ytterdiameter.



|                |               |                   |
|----------------|---------------|-------------------|
| $d_i$          | = 0,026 m     |                   |
| $d_s$          | = 0,032 m     |                   |
| $\lambda_v$    | = 0,36 W/m °C |                   |
| $\lambda_{is}$ | = 2,24 W/m °C |                   |
| $Re_i$         | = 4149 (3289) | vid $T_b = -3$ °C |
| $Pr_i$         | = 30          | vid $T_b = -3$ °C |
| $Re_i$         | = 5300 (4197) | vid $T_b = +5$ °C |
| $Pr_i$         | = 24          | vid $T_b = +5$ °C |
| $\alpha_i$     | = 971         | vid $T_b = -3$ °C |
| $\alpha_i$     | = 1210        | vid $T_b = +5$ °C |

Med dessa värden erhålles följande värmeegenomgångstal.  $K'$  (se ekv. 2) för en icke påfrusen slang:

| U    | $T_b = -3$ | $T_b = +5$ |               |
|------|------------|------------|---------------|
| m/s  |            |            |               |
| 0,05 | 8,48       | 8,66       | $K'$ [W/m °C] |
| 0,10 | 8,81       | 9,01       |               |
| 0,20 | 9,06       | 9,27       |               |

Huvuddelen av värmemotståndet härrör från slangväggen. Värmeövergångstalen på utsidan resp. insidan är av samma storleksordning.

Försök med ispåfrysning har enbart utförts med kopparrör. Följande parametervärden är representativa för försöken med kopparrör:

$$d_i = 0,032 \text{ m}$$

$$d_s = 0,035 \text{ m}$$

$$\lambda_v = 380 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

| $T_b =$    | $-5 \text{ } ^\circ\text{C}$ | $\pm 0 \text{ } ^\circ\text{C}$ | $+5 \text{ } ^\circ\text{C}$ |
|------------|------------------------------|---------------------------------|------------------------------|
| $Re_i$     | 3085                         | 3834                            | 4720                         |
| $Pr_i$     | 32,9                         | 27,8                            | 23,7                         |
| $\alpha_i$ | 505                          | 672                             | 848 [W/m <sup>2</sup> °C]    |

Med dessa värden erhålles följande värmegenomgångstal,  $K'$ , för ett icke påfruset rör vinkelrät strömningsriktningen:

| $U \backslash T_b$ | $\pm 0 \text{ } ^\circ\text{C}$ | $+5 \text{ } ^\circ\text{C}$ |                                    |
|--------------------|---------------------------------|------------------------------|------------------------------------|
| 0,05 m/s           | 36,1                            | 40,5                         | $K' \text{ [W/m } ^\circ\text{C]}$ |
| 0,10               | 42,7                            | 49,1                         |                                    |
| 0,20               | 48,8                            | 57,4                         |                                    |

Rörväggens värmemotstånd är här försumbart jämfört med de yttre och inre värmeövergångsmotstånden.

Påfrysning på röret börjar först på de delar som har lägst lokalt  $\alpha_y$ -värde, vilket vid låga Reynolds tal är på baksidan av röret sett i strömningsriktningen. Ett approximativt villkor för begynnande, allmän påfrysning kan härledas från tidigare beräknade  $\alpha_y$ -värden som utgör ett medelvärde runt rörets omkrets. Resultatet framgår av fig.2.5. Vid t.ex. en vattentemperatur av  $0,5 \text{ } ^\circ\text{C}$  och strömhastigheten  $0,10 \text{ m/s}$  börjar påfrysning vid en brinetemperatur av  $-0,9 \text{ } ^\circ\text{C}$ , vilket svarar mot ett värmeuttag av  $58 \text{ W/m}$ . När ett isskikt utbildas på röret ökar värmemotståndet kraftigt. Isskiktets tjocklek ökar i det närmaste linjärt med sjunkande brinetemperatur om vattentemperaturen och strömhastigheten hålls konstant.

Värmeupptagningen ökar med  $\Delta T (=T_a - T_b)$  på det sätt som visas i exemplet i fig.2.6, som gäller för strömhastigheten 0.05 m/s. Före påfrysning svarar kurvans lutning mot ett  $K'$ -värde av omkring 35 W/m  $^{\circ}\text{C}$ , för att sedan minska till 5-6 W/m  $^{\circ}\text{C}$ . Vid de låga vattentemperaturer som är vanliga i svenska vattendrag vintertid dominerar den ispåfrusna fasen. Detta torde i regel innebära att det inte lönar sig att använda metallrör som värmeväxlare jämfört med de billigare plaströren. Endast i de fall där vattentemperaturen och/eller strömhastigheten är hög blir skillnaden i erforderlig rörlängd så stor att användning av metallrör blir motiverad.

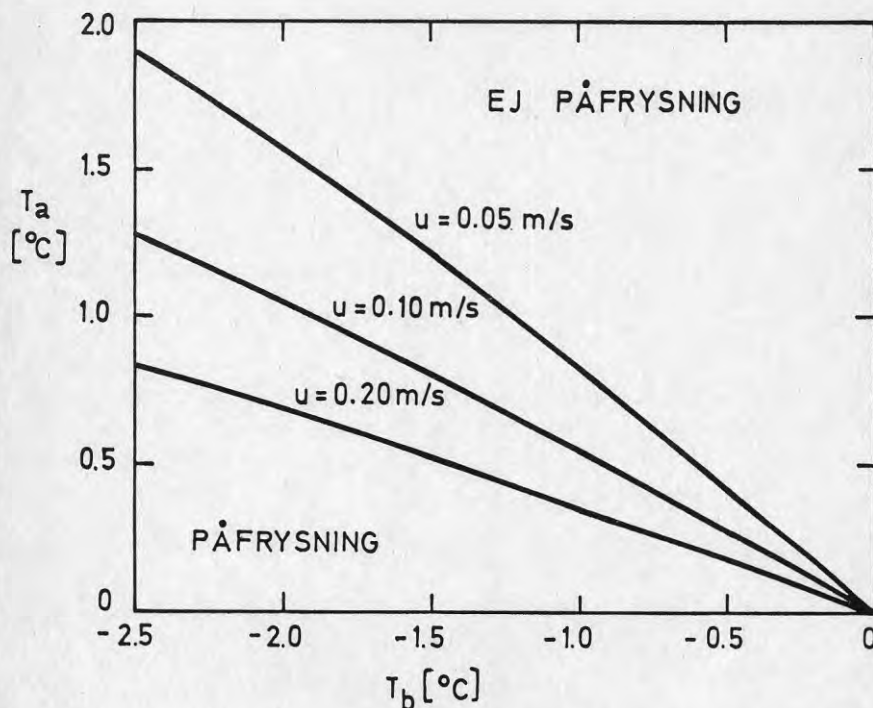


Fig.2.5 Villkor för begynnande ispåfrysning på ett tväranströmmat kopparrör  $\phi 35$ . Övriga parametervärden samma som i laboratorieförsöket.

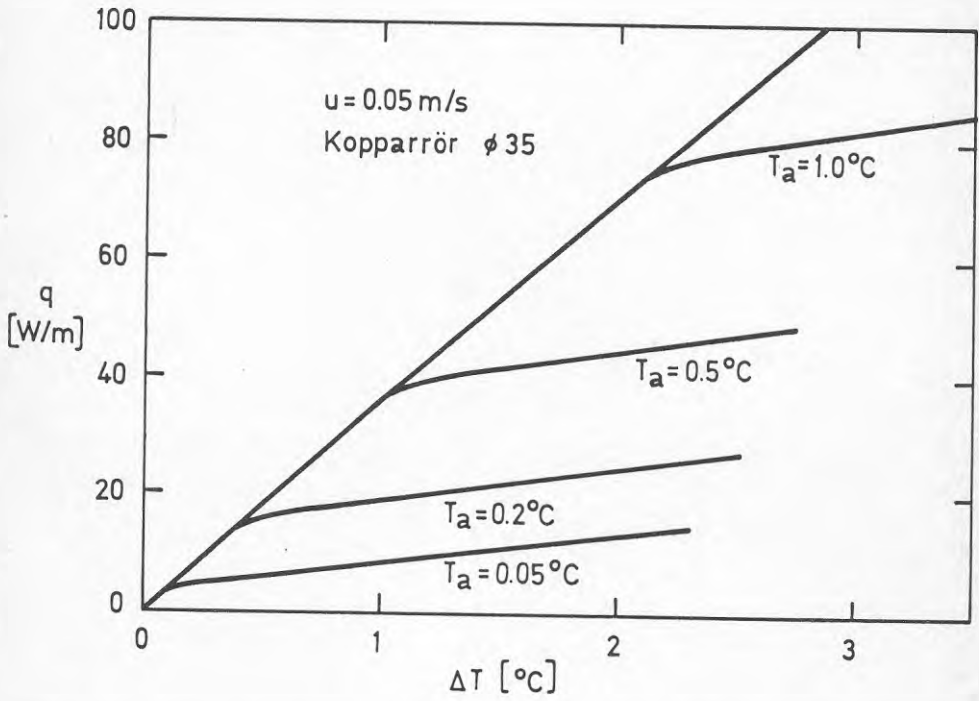


Fig.2.6 Beräknad värmeupptagning för ett tväranströmmat kopparrör vid strömhastigheten 0,05 m/s.

## 2.6 Hastighetsfördelning och turbulens vid botten

Slangsystem som läggs ut på botten av vattendrag kommer att befinna sig i en region med mycket stora strömhastighetsgradienter. Allra närmast botten utbildas ett laminärt s.k. underskikt, där hastigheten ökar linjärt med avståndet från botten. Detta skikts tjocklek är omvänt proportionellt mot medelströmhastigheten och torde vara i storleksordningen någon cm vid strömhastigheter omkring 10 cm/s. Över det laminära skiktet ökar hastigheten efter en logaritmisk kurva och är över större delen av vattendjupet relativt konstant. I vattendrag med begränsad bredd inverkar också friktionen från sidorna, vilket medför en mera ojämnt fördelad hastighet.

Förhållandet mellan strömhastigheten på några centimeters höjd över botten och medelströmhastigheten beror främst på bottens råhet, vattendjupet och på strömhastigheten. I naturliga vattendrag är strömningen praktiskt taget alltid turbulent. Hastighetsprofilen följer då följande samband:

$$\frac{u(z)}{U} = \sqrt{\frac{f}{8}} \cdot \ln \frac{30z}{k} \quad \dots (14)$$

- där  $u(z)$  är medelhastigheten på höjden  $z$  över botten
- $f$  är en friktionskoefficient som är en funktion av  $k/4R$
- $k$  är bottens ekvivalenta sandråhet
- $R$  är vattendragets hydrauliska radie  
 $R = D$  för en bred, isfri kanal  
 $R = \frac{1}{2}D$  för en bred, isbelagd kanal
- $D$  är vattendjupet
- $U$  är medelhastigheten över tvärsnittet

Bottenråheten är här den viktigaste parametern, och denna varierar inom vida gränser. Ett utlagt slangsystem bidrar också i sig självt att öka bottenråheten. Möjligen kan även själva värmeuttaget (under vintern) bidra till att öka turbulensen genom den instabila skiktning som skapas. Detta har motsvarande effekt som en ökning av råheten. En ökad råhet innebär att hastighetsprofilen blir mera ojämn och att hastigheten på en viss nivå över botten minskar.

Som exempel kan vi ta ett vattendrag med 1 m djup (motsvarar 2 m djup för ett istäckt vattendrag) och en råhet av 2 mm resp. 2 cm. Den lägre råheten svarar mot en slät sandbotten och den högre kan antas svara mot en botten som täckts med ett slangsystem. Friktionskoefficienten blir i det förra fallet 0,017 och i det senare 0,030. Villkoren för hydrauliskt rå strömning gäller som god approximation ned till en strömhastighet av 2-3 cm/s vid slangtäckt botten och ned till 10-20 cm/s vid sandbotten. Den relativa hastigheten  $u(z)/U$  på olika höjd över botten för de båda fallen ges i tabell 2.

Tabell 2 Hastighetsprofil,  $u(z)/U$ , närmast botten för rå turbulent strömning i ett 1 m djupt vattendrag.

| $z$<br>k | 0,025 | 0,05 | 0,10 | 0,20 m |
|----------|-------|------|------|--------|
| 2 mm     | 0,69  | 0,77 | 0,85 | 0,93   |
| 20 mm    | 0,55  | 0,66 | 0,76 | 0,87   |

Vid låga strömhastigheter och slät botten blir strömningen hydrauliskt glatt för att vid Reynolds tal mindre än ca 3000 övergå till att bli laminär. I vårt exempel blir strömningen glatt för lägre hastigheter än 4-5 cm/s vid sandbotten. Inom det hydrauliskt glatta området blir hastighetsprofilen successivt allt mera ojämn med sjunkande Reynolds tal.

Strömningstillståndet vid vårt laboratorieförsök ligger inom gränsområdet mellan glatt och rå strömning vid den lägsta

använda strömhastigheten, 4-5 cm/s. Friktionskoefficienten torde vara ungefär densamma som i exemplet ovan. Hastighetsprofilen i tabell 2 bör således tillnärmelsevis gälla även vid försöket åtminstone inom ett djupintervall närmast botten. Den övre delen av profilen kan vara påverkad av den korta anströmningssträckan vilket bör leda till en mera utjämnad hastighet.

Värmeutbytet för en bottenförlagd slang är relaterad till en representativ hastighet i slangens närhet. Genom de stora naturliga hastighetsgradienterna samt den påverkan på strömning och turbulens som slangarna ger måste valet av representativ hastighet med nödvändighet bli något osäkert. Av praktiska skäl synes det vara lämpligt att välja hastigheten på 5-10 cm höjd över botten som representativt värde. På denna nivå är det lätt att mäta med gängse fältinstrument, och inverkan av lokala ojämnheter på botten inkl. slangar blir inte alltför påtaglig.

### 3. FÖRSÖKSUTFÖRANDE

#### 3.1 Försöksbassäng och försöksslinga

För försök i rinnande vatten modifierades den befintliga försöksutrustningen från försöken med stillastående vatten (Svensson och Sörman, 1983) enl. fig. 3.1.

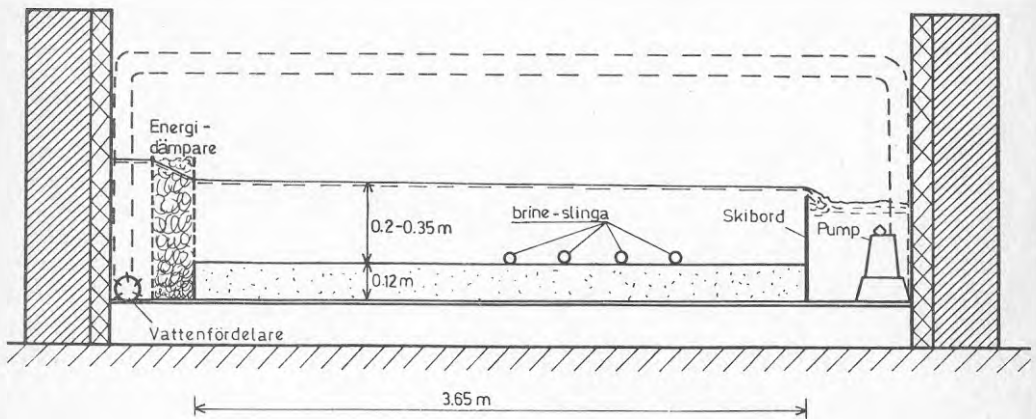


Fig. 3.1 Principskiss av försöksutrustning för bestämning av värmeupptagning hos en bottenförlagd värmeupptagare i rinnande vatten.

Inuti bassängen byggdes en kanal med måtten 3,65 x 1,5 x 0,45 (längd x bredd x höjd). I uppströmsändan av kanalen installerades diffusorer för spridning av det tillförda vattnet samt energidämpare för att få det strömmande vattnet att fördela flödet jämnt över kanalens bredd. På botten av kanalen utlades ett 10-centimer tjockt lager av sand. Nedströms överfallet installerades pumpar med kapacitet från 12 till 100 l/s.

Utrymmet mellan golvet och den blindbotten som bär upp sandskiktet är fyllt med vatten som delvis kan delta i vattencirkulationen genom läckage. Temperaturer inom detta skikt torde därför inte nämnvärt ha avvikit från vattentemperaturen i den övriga delen av bassängen.



Den värmeupptagande försöksslingan placerades på ca 1 m avstånd från skibordet. Två olika slingor prövades. I de två första försöksserierna användes en sex meter lång PEL-slang  $\varnothing$  32/3,0 utlagd i en dubbelslinga med avståndet 35 centimeter mellan slangarna vinkelrätt strömningsriktningen. I två försöksserier användes ett tre meter långt kopparrör  $\varnothing$  35/1,5 i en enkelslinga med avståndet 30 centimeter mellan rören vinkelrätt strömningsriktningen. I övrigt användes samma kringutrustning och styrutrustning för den värmeupptagande brineslingan som vid försöken i stillastående vatten.

### 3.2 Mätning av temperatur, vattenhastighet, värmeupptagning och ispåväxt

Temperaturen hos vattnet har mätts med sex fasta och en rörlig temperaturgivare av typ AD590. De fasta givarna, varav fyra placerats uppströms provslingan och två nedströms, har använts för bestämning av vattnets medeltemperatur. Den rörliga givaren har använts för detaljsstudier av temperaturfördelningen.

Vattenhastigheten har uppmätts med hjälp av en modifierad mikroflygel av fabrikat Kentminiflow. Flygeln har en diameter av 10 millimeter och ger pulser till en pulsräknare. Flygeln har kalibrerats med hjälp av mätvagn och har en noggrannhet av  $\pm 0,5$  cm/s ner till en lägsta hastighet av ca 1 cm/s.

Vid alla försök har vattenhastigheten uppmätts över ett tvärsnitt beläget 10 centimeter uppströms slingan. Vattenflödet visade sig vara jämnt fördelat över kanalen med en maximal avvikelse från medelvärdet av ca 10 %. Vid den fjärde försöksserien, med den låga medelhastigheten 4 cm/s, har vattenhastigheten uppmätts i ytterligare tre tvärsnitt för att se på värmeväxlarens påverkan på hastighetsprofilen. I samband med uppmätningen av dessa hastighetsprofiler registrerades också temperaturen för att bestämma avkylningsplymens utseende.

Värmeflödet till provslingan har bestämts genom uppmätning av vätskeflödet och temperaturskillnaden över värmeupptagaren. Metoden beskrivs närmare i Svensson och Sörman (1983). Det relativa felets storlek har uppskattats till  $\pm 12\%$  vid en upptagen effekt av 400 W ökande till  $\pm 17\%$  vid 200W och  $\pm 26\%$  vid 100 W.

Istjocklek och isform har uppmätts genom syftning mot en millimeterstock. Uppmätning har skett på ett flertal ställen för att få ett bra medelvärde. Efter det sista försöket lyftes hela provslingan upp så att även frysningen nedåt kunde bestämmas.

### 3.3 Försöksförfarande, försöksserier och utvärdering

Varje försök har bestått i uppmätning av värmeupptagningen hos provslingan för successivt ökande värden på temperaturdifferensen  $\Delta T$  mellan vatten och brine. Vattenflödet i bassängen hölls konstant inom varje försök.

Vattentemperaturen reglerades med hjälp av klimatrummets lufttemperaturstyrning. Det visade sig emellertid att värmeavgivningen från pumparna var större än kylkapaciteten i klimatrummet. Vattentemperaturen kunde därför inte hållas konstant för större flöden än 12 l/s. Vid försöken med högre vattenflöden hölls i stället brinetemperaturen konstant och vattentemperaturen tilläts långsamt stiga så att temperaturskillnaden mellan vatten och brine ökade. För vattenflödet 12 l/s hölls vattentemperaturen konstant och brinetemperaturen sänktes stegvis för att öka värmeflödet till provslingan.

Varje försök har omfattat uppmätning av följande parametrar:

- o Temperatur i fasta mätpunkter
- o Temperatur hos brinevätskan
- o Temperaturdifferens över provslingan
- o Istjocklek och form

Utförda försök framgår av tabell 3.

Tabell 3. Översikt över försöksserier

| Försöksserie<br>nr | Vattentemp.<br>°C | Vattenhast.<br>cm/s | Brinetemp.<br>°C |
|--------------------|-------------------|---------------------|------------------|
| 1 slang på         | 5,4-10,4          | 9                   | 5,4              |
| 1 botten           | 5,4-10,4          | 18                  | 5,4              |
| 1 botten           | 5,4-10,4          | 27                  | 5,4              |
| 2 slang halvt      | 5,4-10,4          | 9                   | 5,4              |
| 2 nersänkt i       | 5,4-10,4          | 18                  | 5,4              |
| 2 botten           | 5,4-10,4          | 27                  | 5,4              |
| 3 kopparrör        | 5,4-8,4           | 9                   | 5,4              |
| 3 på               | 5,4-8,4           | 18                  | 5,4              |
| 3 botten           | 5,4-8,4           | 27                  | 5,4              |
| 4 kopparrör        | 2,0-3,0           | 4                   | 3,0-(-2,0)       |
| 4 på               | 0,5-0,6           | 4                   | 0,2-(-3,2)       |
| 4 botten           | 1,0-1,3           | 4                   | 0,6-(-4,3)       |

#### Utvärdering

Utgående från temperaturdifferensen mellan försöksslingans ändpunkter har värmeupptagningen beräknats enligt följande formel:

$$q = \rho C \cdot Q_b \cdot \Delta T / L \quad (15)$$

där

$\rho C$  = brinevätskans värmekapacitet per volymenhet

$Q_b$  = brineflödet

$\Delta T$  = temperaturdifferensen mellan slingans ändpunkter

$L$  = provslingans längd

Utgående från den uppmätta och beräknade värmeupptagningen  $q$  bestäms värmegenomgångstalet  $K'$  enl. ekv. (2) och därefter det yttre värmeövergångstalet  $\alpha_y$ . Dessa värden utgör medelvärden för den aktuella slang- resp. rörkonfigurationen och  $K'$ -värdena gäller naturligtvis bara för de slang- och rördimensioner, brineflöden och brinetemperaturer som använts.

Genom att provslingorna delvis ligger parallellt eller i sned vinkel mot strömriktningen kommer de uppmätta värdena på  $\alpha_Y$  och  $K$  att bli något lägre än motsvarande för ett helt tväranströmmat rör. För att underlätta jämförelse med andra data (kap. 2.3) och överföring av resultaten till andra former av slangutläggning har även korrigerade "tväranströmningsvärden" för  $\alpha_Y$  utvärderats. Dessa baseras på uppgifterna i tabell 1.

Vid sned anströmning mot slangen antas värmeöverföringstalet kunna skrivas enligt följande:

$$\alpha_{Y,\varphi} = \theta_\varphi \cdot \alpha_{Y0}$$

där  $\alpha_{Y0}$  är  $\alpha_Y$  vid vinkelrät anströmning

$$\theta_\varphi = \text{Nu}_{1,\varphi} / \text{Nu} \quad \text{enligt tabell 1. För } \varphi < 20^\circ \text{ antas att } \theta = 0,5.$$

$\alpha_{Y0}$  beräknas genom passning ur följande uttryck:

$$K = \frac{\pi}{L} \sum_{n=1}^m \frac{L_n}{\left( \frac{1}{d_Y \theta_{\varphi n} \alpha_{Y0}} + \frac{1}{2\lambda_v} \ln \frac{d_Y + 1}{d_s \alpha_i d_i} \right)} \quad (16)$$

För kopparröret, som har en total längd av 2,9 m, ligger 2,55 m vinkelrätt strömriktningen, 20 cm i längsriktningen och 15 cm utgöres av två 90°-krökar med radien 5 cm.

|                      |      |      |      |
|----------------------|------|------|------|
| $L_n$ [m]            | 2,60 | 0,05 | 0,25 |
| $\theta_{\varphi n}$ | 1,0  | 0,8  | 0,5  |

För PEL-slangen är längden 6,1 m. I denna längd ingår tre halvcirkelbågar med diametern 35 cm.

|                      |      |      |      |      |
|----------------------|------|------|------|------|
| $L_n$ [m]            | 4,82 | 0,37 | 0,37 | 0,54 |
| $\theta_{\varphi n}$ | 1,0  | 0,95 | 0,75 | 0,5  |

#### 4. FÖRSÖKSRESULTAT

##### 4.1 Hastighetsprofiler

Försöken har utförts vid pumpflöden av 12, 32, 68 resp. 100 l/s, vilka svarar mot medelhastigheterna 4, 9, 18 resp. 27 cm/s. Uppmätta hastighetsprofiler i ett snitt ca 10 cm uppströms slangsystemet framgår av fig. 4.1. Var och en av kurvorna utgör medelvärden av 3-7 profiler fördelade över kanalens bredd. Avvikelsen mellan olika mätvärden på samma nivå uppgår till ca  $\pm 1$  cm/s.

De uppmätta hastighetsprofilerna stämmer väl överens med teoretiskt beräknade kruvor enligt ekv. (14) för en slät sandbotten. Medelhastigheten över hela tvärsnittet är nästan densamma som hastigheten på 5-10 cm höjd över botten och användes fortsättningsvis för att relatera värmeupptagningen till strömhastigheten.

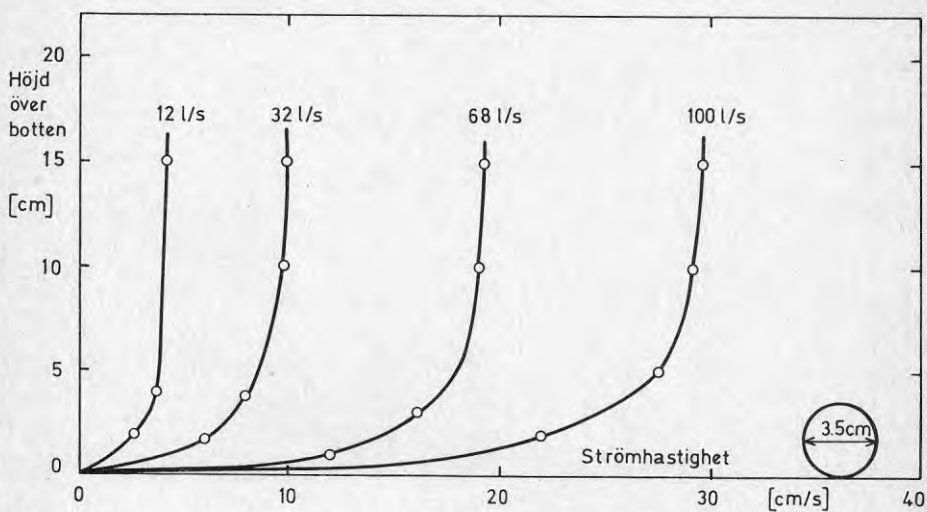


Fig. 4.1 Strömhastighetsprofiler uppströms värmeupptagaren vid olika pumpflöden.

## 4.2 Värmeupptagning

Värmeupptagningen för PEL-slang resp. kopparrör redovisas i det följande i diagram som funktion av temperaturskillnaden mellan vattnet och brinevätskan. De tre första serierna, fig. 4.4 - 4.6, ger resultat för en icke ispåfrusen slang eller rör vid olika strömhastigheter. För PEL-slangen har två olika lägen undersökts; liggande direkt på botten resp. till hälften nedsjunkna i botten.

Den fjärde mätserien, fig. 4.7, visar värmeupptagningen för kopparröret vid en strömhastighet av 4 cm/s och vattentemperaturen 2,0 °C, 1,25 °C resp. 0,5 °C. Vid de båda lägre temperaturerna kunde ispåfrysning erhållas.

### 4.2.1 PEL-slang på botten. Vattentemperatur 5,4 - 10,4 °C

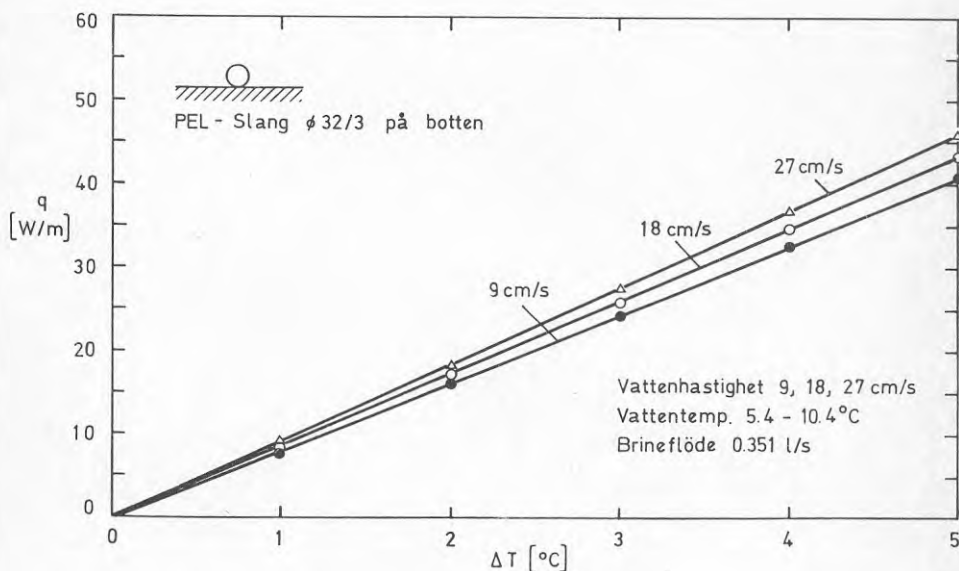


Fig. 4.4 Värmeupptagning vid olika vattenhastighet för PEL-slang ø32/3 liggande på botten, som funktion av temperaturskillnaden mellan vatten och brinevätska.

Brinetemperaturen hölls konstant vid  $+5,4^{\circ}\text{C}$  medan vattentemperaturen successivt ökade under försökets gång.

Värmeupptagningen per meter slang har beräknats för en slanglängd av 6,1 m. Den upptagna värmeeffekten ökade linjärt med ökad temperaturdifferens och effektkurvans lutning svarar mot värmeegenomgångstalet  $K'$  enl. ekv. (2). Vid strömhastigheten 9 cm/s erhålles  $K' = 8,0 \text{ W/m }^{\circ}\text{C}$  och vid strömhastigheterna 18 resp. 27 cm/s erhålles 8,5 resp. 9,0  $\text{W/m }^{\circ}\text{C}$ . Motsvarande värmeöverföringstal blir 430, 630 resp. 1075  $\text{W/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$  och korrigerade  $\alpha_y$ -värden för vinkelrät anströmning 475, 695 resp. 1190  $\text{W/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

I jämförelse med de teoretiskt beräknade värmeegenomgångstalen för en fritt anströmd slang, se kap. 2.5, blir de uppmätta  $K'$ -värdena endast obetydligt lägre. Detta beror på att det yttre värmeövergångsmotståndet endast utgör en mindre del av det totala värmemotståndet hos slangen.

#### 4.2.2 PEL-slang till hälften nedsjunken i sandbotten. Vattentemperatur 5,4 - 10,4 $^{\circ}\text{C}$ .

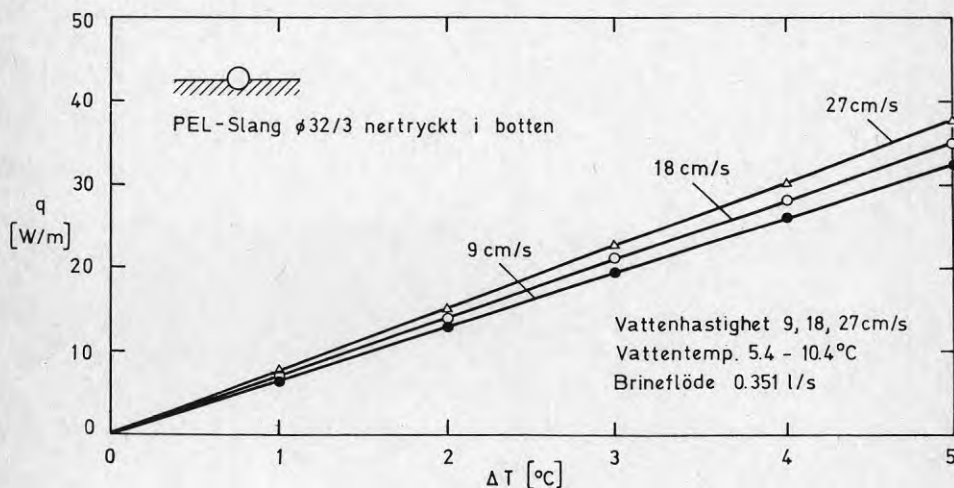


Fig. 4.5 Effektupptagning för PEL-slang  $\phi 32/3$ , nedsjunken till hälften i sandbotten, som funktion av temperaturskillnad mellan vatten och brine.

Brinetemperaturen hölls konstant vid  $+5,4$  °C medan vattentemperaturen successivt ökade under försökets gång.

Värmeeffekten ökade även i detta fall linjärt med temperaturdifferensen men med mindre lutning ( $K$ -värde) än i det förra fallet. Värme genomgångstalet blir  $6,4$  resp.  $6,7$  resp.  $7,4$   $W/m$  °C för de tre strömhastigheterna  $9,18$  resp.  $27$  cm/s. Jämfört med fallet då slangens ligger på botten reduceras värmeupptagningen med ca 20%. Det yttre värmeövergångstalet,  $\alpha_y$ , reduceras betydligt mera drastiskt och blir  $183$ ,  $210$  resp.  $300$   $W/m^2$  °C för de tre strömhastigheterna. Motsvarande värden på  $\alpha_{y0}$  blir  $200$ ,  $230$  resp.  $335$   $W/m^2$  °C.

Minskningen av  $\alpha_y$ -värdet har i första hand betydelse för villkoren när isbildning inträffar (se ekv. 13). Ispåfrysningen har, som framgår av fig. 2.6, en mycket negativ inverkan på värmeupptagningsförmågan hos en slang eller ett rör vid påtvungen konvektion. För en nedsjunkna slang påverkas  $\alpha_y$ -värdet dels av att den yta som exponeras mot det fria vattnet minskar och dels av minskad strömhastighet vid slangytan. Det lokala  $\alpha_y$ -värdet på slangens översida kan förväntas vara betydligt högre än de uppmätta genomsnittsvärdena. Detta torde innebära att skillnaden i värmeupptagningsförmåga för en slang på botten resp. nedsjunkna i det ispåfrusna stadiet inte blir så stor som skillnaden i de uppmätta  $\alpha_y$ -värdena synes indikera.

#### 4.2.3 Kopparrör $\phi$ 35/1,5 på botten. Vattentemperatur 2,0 resp. 5,4 - 8,4 °C

Vid strömhastigheterna  $9$ ,  $18$  resp.  $27$  cm/s hölls brinetemperaturen konstant vid  $5,4$  °C medan vattentemperaturen successivt ökades. Vid den lägsta strömhastigheten,  $4$  cm/s, hölls vattentemperaturen konstant vid  $2,0$  °C medan brinetemperaturen sänktes stegvis.



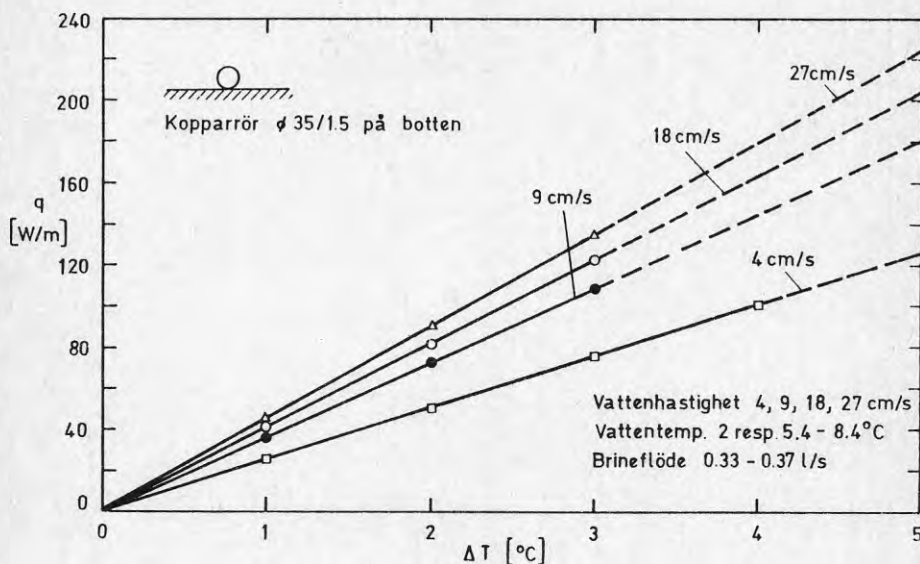


Fig. 4.6 Värmeupptagning vid olika vattenhastighet för kopparrör  $\varnothing 35/1,5$  utlagt på botten, som funktion av temperaturskillnad mellan vatten och brinevätska

Även i detta fall ökade den upptagna effekten linjärt med ökad temperaturdifferens. Genom att rörväggens värmemotstånd är försumbart blir värmegenomgångstalet  $K'$  betydligt större än för PEL-slangen (jfr kap. 2.5), och ändringar i strömhastigheten ger större utslag.

Vid vattenhastigheterna 9, 18 resp. 27 cm/s blir de uppmätta värmegenomgångstalen 34,5 resp. 38,6 resp. 42,8 W/m °C. Motsvarande värden på  $\alpha_y$  blir 527, 645 resp. 790 W/m<sup>2</sup> °C och för  $\alpha_{y0}$  565, 685 resp. 840 W/m<sup>2</sup> °C.

För den lägsta strömhastigheten blir  $K'$  lika med 24,1 W/m °C vid en brinetemperatur omkring  $\pm 0$  °C. Motsvarande  $\alpha_y$  blir ca 340 W/m<sup>2</sup> °C och  $\alpha_{y0}$  ca 360 W/m<sup>2</sup> °C.

#### 4.2.4 Kopparrör på botten. Vattentemp. 2, 1,25 och 0,5°C

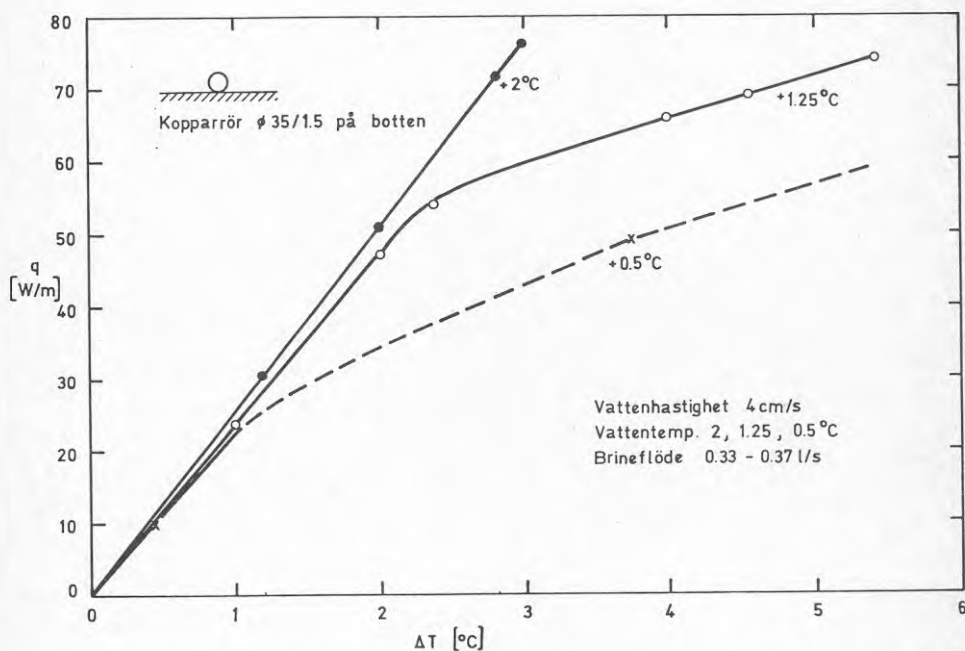


Fig. 4.7 Effektupptagning för kopparrör på botten vid vattenhastigheten 4 cm/s och olika vattentemperatur som funktion av temperaturskillnaden mellan vatten och brinevätska.

Effektupptagningen ökar nästan linjärt innan ispåfrysning sker med  $K$  ca 24 W/m °C. En viss skillnad i lutning vid olika vattentemperaturer uppstår på grund av att brinetemperaturen för samma temperaturskillnad är olika. Vid lägre brinetemperatur blir det inre värmeövergångstalet mindre. När ispåfrysningen börjar sker en kraftig minskning av lutningen på kurvan. Effektupptagningen verkar sedan åter öka linjärt under det att isen tillväxer. Inom det ispåfrusna området motsvarar kurvans lutning ett  $K$ -värde av ca 6 W/m °C.

Effektkurvans principiella utseende överensstämmer med den beräknade kurvan för ett fritt upphängt rör, fig. 2.6.

#### 4.3 Sammanställning av försöksresultat

De korrigerade värdena på det yttre värmeövergångstalet,  $\alpha_{y0}$ , vilket gäller för ett tväranströmmat rör, har använts för att beräkna Nusselts tal,  $Nu_{l0}$ . Korrektion har också gjorts för variationer i vattentemperaturen, vilken påverkar Prandtl's tal, se ekv. (9) och (10), så att de korrigerade värdena gäller för en temperatur av  $0-1^{\circ}\text{C}$  ( $Pr=13$ ).

Samtliga uppmätta och beräknade värden för icke ispåfruset rör eller slang är inlagda i diagrammet i fig. 4.8 som funktion av Reynolds tal,  $Re_l$ . I samma diagram finns också den teoretiskt beräknade kurvan för ett fritt upphängt rör inlagd.

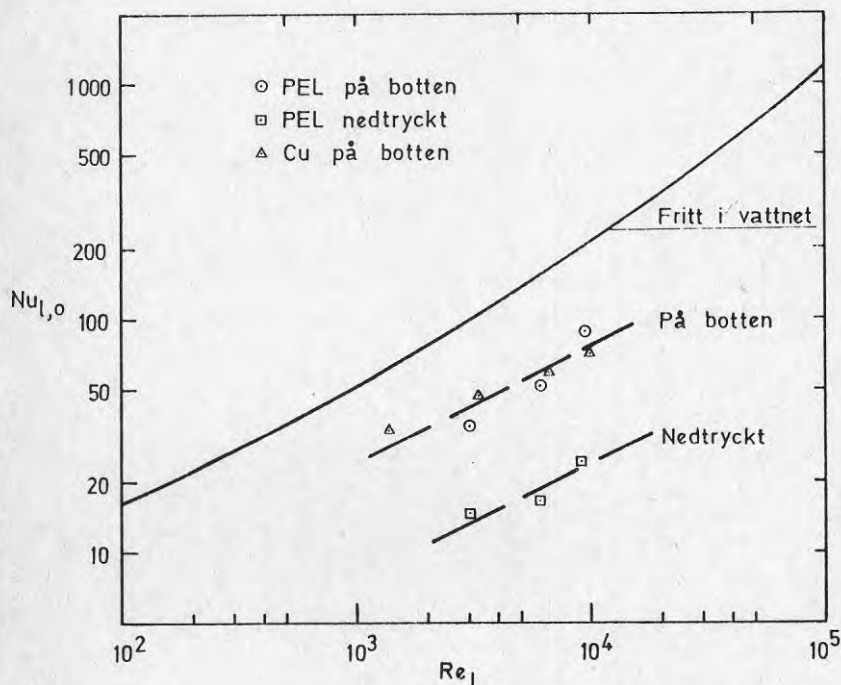


Fig 4.8 Uppmätta värden på Nusselts tal som funktion av Reynolds tal för slang på botten och till hälften nedtryckt slang. Mätvärdena är korrigerade att gälla för yinkelrät anströmning och en vattentemperatur av  $0-1^{\circ}\text{C}$ . Som jämförelse är motsvarande kurva för en fri slang inlagd.

Mätvärdena ansluter sig relativt väl till en kurva som är proportionell mot  $\sqrt{Re_1}$ , med en spridning av ca  $\pm 15\%$ . Detta kan tolkas så att den laminära värmeöverföringen, se ekv. (9), dominerar inom det Re-område som undersökts,  $1000 < Re_1 < 10000$ . Det är också rimligt att anta att det laminära strömningstillståndet sträcker sig till högre värden på  $Re_1$  än vid en fri slang, dels genom att hastigheten i höjd med slangen är lägre och dels genom den stabiliserande inverkan som närheten till botten ger.

Resultaten kan sammanfattas i följande ekvationer, vilka kan antas gälla för  $Re_1 < 10^4$ :

Slang på botten:

$$Nu_{1,0} = 0,77 \sqrt{Re_1} \quad (17)$$

Slang som till hälften är nedtryckt i botten

$$Nu_{1,0} = 0,25 \sqrt{Re_1} \quad (18)$$

Vid högre värden på  $Re_1$  ger ekv. (17) och (18) sannolikt en underskattning av värmeutbytet. En rimlig uppskattning för  $Re_1 > 10^4$  kan vara att sätta värmeupptagningen som en konstant andel av motsvarande för den fria slangen. För slang på botten är  $Nu_1$  ca 3% av motsvarande för fri slang och för nedtryckt slang ca 10%.

#### 4.4 Isbildning kring värmeupptagaren

Villkoren för istillväxt diskuteras i kap. 2. Avgörande för ispåväxten är vattentemperatur, effektuttag och, för tillväxten neråt i bottenmaterialet, temperaturgradienten i botten.

När temperaturen på ytterytan av värmväxlaren sänks under  $\pm 0^{\circ}\text{C}$  tillväxer is på värmväxlaren. Isen tillväxer tills det råder balans mellan värmeförlusten till isytan och den värmetransport som kan ske genom isen.

I naturen sjunker temperaturgradienten i sedimenten under vintern på grund av värmeförluster till vattnet vilket medför att isskiktet hela tiden kan tillväxa nedåt. Ett stationärt tillstånd kan därför endast tillnärmelsevis uppnås i praktiken.

I våra försök är värmetransporten från vattnet till röret vid hastigheten 4 cm/s avsevärt större än värmetransporten genom ledning i sedimenten. Detta medför att isen tillväxer mycket kraftigt ner i sedimenten medan isen uppe i vattnet endast tillväxer i liten utsträckning. Ispåväxten på kopparröret efter försöket vid  $1,25^{\circ}\text{C}$  framgår av fig. 4.9.

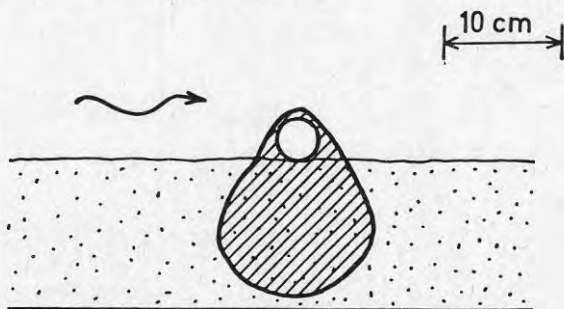


Fig. 4.9 Ispåväxt på bottenförlagt kopparrör vid effektuttag  $75 \text{ W/m}$ , vattentemperatur  $1,25^{\circ}\text{C}$  och vattenhastighet  $4 \text{ cm/s}$ .

#### 4.5 Värmeuttagets inverkan på hastighet och temperatur i vattnet

Temperatur och hastighetsprofiler har uppmätts i detalj vid ett av försöken. I detta fall användes kopparrörslingan och medelströmshastigheten var ca 4 cm/s. Värmeuttaget motsvarade ca 100 W per meter rör.

Uppmätta temperatur- och hastighetsprofiler i fyra tvärsnitt - före, mellan och efter rören - visas i fig. 4.10. Varje profil utgör medelvärde av tre profiler, fördelade över kanalens bredd.

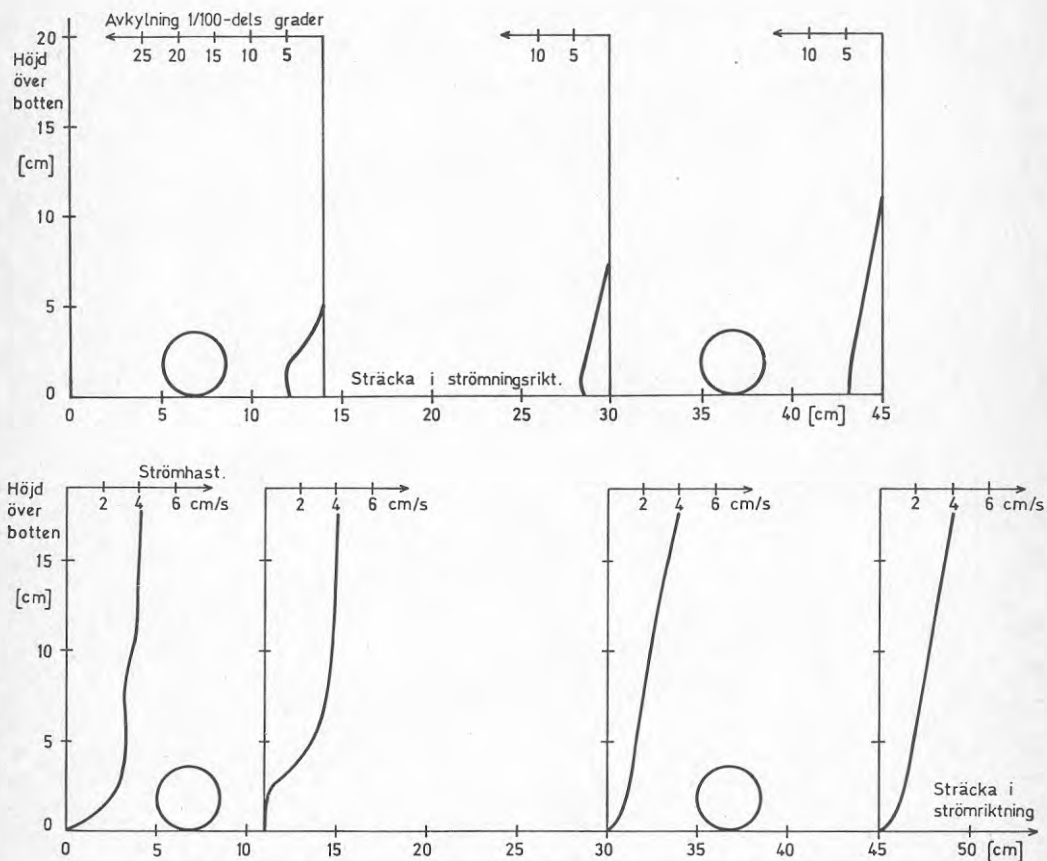


Fig. 4.10 Uppmätta temperatur- och hastighetsprofiler i fyra tvärsnitt - före, mellan och efter rören.

Som framgår påverkas hastighetsprofiler markant av rören. Vid det nedströms liggande röret har inte den ursprungliga hastighetsprofilen hunnit återbildas, utan hastigheten i höjd med rören är lägre än den ursprungliga. Denna effekt bör dock minska med ökande strömhastighet.

Minskningen av strömhastigheten nära botten bör innebära att kopparrörslingan, som korsar flödet endast två gånger, bör få högre värmeupptagning (Nusselts tal) än PEL-slingan, som korsar flödet fyra gånger. Effekten bör vara störst vid låga värden på  $Re$ . Detta överensstämmer också med mätresultaten, se fig. 4.8. Skillnaderna är dock inte större än att de ligger inom felmarginalen för mätningarna, varför man inte bör dra alltför långtgående slutsatser av detta. Det bör också påpekas att noggrannheten i strömmätningen troligen är ganska låg när strömhastigheten är lägre än 3 - 4 cm/s.

Temperaturunderskottet nedströms rören uppgår till ca  $5/100^{\circ}\text{C}$  och tjockleken på det temperaturpåverkade skiktet tillväxer med ca 15% av den tillryggalagda sträckan.

Av teoretiska skäl kan man sluta sig till att tillväxten hos det temperaturpåverkade skiktet sker på likartat sätt oavsett strömhastigheten, förutsatt att strömhastigheten är tillräckligt stor (hydrauliskt rå, turbulent strömning). Detta ger en möjlighet att beräkna hur stor temperatursänkningen vid botten blir om ett större antal slangar läggs ut.

En mycket enkel modell kan uppställas om temperatursänkningen, orsakad av en slang, antas vara likformigt fördelad över en blandningshöjd  $H = \gamma \cdot x$ . Bidragen från flera slangar uppströms en viss punkt kan adderas och den totala temperatursänkningen kan då skrivas:

$$\Delta T = \frac{q}{U\gamma_{oc}} \sum_{n=1}^m \frac{1}{x_n}$$

Om slangarna ligger på lika avstånd från varandra,  $\Delta L$ , erhålles

$$\Delta T = \frac{q}{U \gamma \cdot \Delta L \cdot \rho c} \sum_{n=1}^m \frac{1}{n}$$

Om t ex antalet slangar som korsar ett vattendrag är 40 st så blir summationstermen lika med 4,0. Värdet på  $\gamma$  är ca 0,1 vilket ger  $\Delta T = 9,5 \cdot 10^{-6} \cdot q/U\Delta L$  i nedströmsändan av slangsystemet. Med strömhastigheten 0,2 m/s, värmeupptagningen 50 W/m och ett avstånd mellan slangarna av 20 cm blir  $\Delta T$  endast ca 1/100°C.

Slutsatsen av detta resonemang är att slangar kan läggas ganska tätt på botten, även i stora slangsystem, förutsatt att strömhastigheten är tillräckligt stor. Vid låga strömhastigheter, säg < 5 cm/s, kan det vara motiverat att öka avståndet till 25-50 cm för att temperatursänkningen ej skall bli för stor relativt den naturliga vattentemperaturen.



## 5. REFERENSER

- (1) Heat Exchanger Design Handbook. Hemisphere Publishing Corporation 1983
- (2) Kompendium i "Installationsteknik". Påbyggnadskurs Vh och Vp3. Chalmers Tekniska Högskola, avd. för Installationsteknik. Kompendium K9:1980
- (3) Sjövärmesystem. BFR-seminarium maj 1982. Red. L. Billfalk. BFR Rapport R143:1982
- (4) Svensson, T. och Sörman, L-O. (1983): Värmeupptagning med bottenförlagda kylslangar i stillastående vatten. BFR Rapport R41:1983
- (5) VVS-handboken



**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag  
800036-4 från Statens råd för byggnadsforskning  
till institutionen för vattenbyggnad, Chalmers  
Tekniska Högskola, Göteborg.**

**R145: 1983**

**ISBN 91-540-4041-8**

**Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm**

**Art.nr: 6700845**

**Abonnemangsgrupp:  
V. Anläggningsteknik**

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

**Cirkapris: 25 kr exkl moms**