



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.



Vindkonvektorer

Uppföljning och utvärdering av anläggningar i drift

Per-Erik Nilsson

K
9/11

INSTITUTET FÖR
BYGGDOKUMENTATION

Accnr

Plac

ju

R35:1985

VINDKONVEKTORER

Uppföljning och utvärdering av
anläggningar i drift

Per-Erik Nilsson

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag
831170-4 från Statens råd för byggnadsforskning
till Avdelningen för installationsteknik,
Chalmers tekniska högskola, Göteborg.

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

R35:1985

ISBN 91-540-4343-3

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Liber Tryck AB Stockholm 1985

FÖRORD

Denna rapport är resultatet av ett projekt som ingående belyser olika tekniska aspekter hos vindkonvektorer och då främst påfrysningssystem. Projektet har finansierats av Statens Råd för Byggnadsforskning (BFR).

Arbetet har genomförts inom ramen för Avd för Installationsteknik, Chalmers Tekniska Högskola.

För att arbetet skulle vara genomförbart har hjälp av en mängd personer erfordrats och ett stort tack riktas därför till:

- adj professor Bernt Bäckström som under många diskussioner kommit med goda råd och ytterligare funderingar,
- Björn Palm som ansvarat för samtliga mätningar i Stockholmsområdet,
- civ ing Bo Edberg för hans assistens vid uppmontering av olika konvektorer,
- tekn Leo van der Poel för hans hjälp med att förverkliga konvektorer, med enbart otydliga skisser som underlag,
- ing Kurt Edin för hans hjälp vid uppbyggandet av mätsystem,
- sekr Lena Rosenblad som oförskräckt gett sig i kast med att göra en läsbar rapport av ett slitet manuskript,
- samt alla husägare som tillåtit mätningar på sina hus.

Göteborg i augusti 1984

Per-Erik Nilsson

INNEHÅLL

| | |
|---|----|
| SAMMANFATTNING | 6 |
| BETECKNINGSLISTA | 10 |
| INLEDNING | 11 |
| 1 ALLMÄNT OM UTELUFTSKONVEKTORER | 12 |
| 2 VÄRMEÖVERFÖRING | 15 |
| 3 UPPMÄTTA KONVEKTORER | 18 |
| 3.1 Flänsbatterier | 18 |
| 3.1.1 Flänsbatteriets uppbyggnad | 18 |
| 3.1.2 Konvektorernas placering | 19 |
| 3.1.3 Mätningarnas utförande | 20 |
| 3.1.4 Resultat av mätningarna | 21 |
| 3.1.5 Funktion vid snöfall och påfrysning | 25 |
| 3.2 Cylinderkonvektor | 27 |
| 3.2.1 Cylinderkonvektorns uppbyggnad | 27 |
| 3.2.2 Cylinderkonvektorns placering | 28 |
| 3.2.3 Mätningarnas utförande | 28 |
| 3.2.4 Varför formen av en cylinder? | 29 |
| 3.2.5 Resultat av mätningarna | 29 |
| 3.3 Konvektortyp "cylinderstaket" | 34 |
| 3.3.1 Cylinderstaketets uppbyggnad | 34 |
| 3.3.2 Konvektorns placering | 35 |
| 3.3.3 Resultat av mätningarna | 35 |
| 3.4 Plastkonvektor | 38 |
| 3.4.1 Plastkonvektorns uppbyggnad | 38 |
| 3.4.2 Plastkonvektorns placering | 39 |
| 3.4.3 Resultat av mätningarna | 40 |
| 3.5 Jämförelser mellan undersökta konvektor- typer | 43 |
| 4 ANDRA TYPER AV VINDKONVEKTORER | 45 |
| 4.1 Energistaket | 45 |
| 4.2 Energiträd | 46 |
| 4.3 Övrigt | 47 |
| 5 OLIKA PARAMETRARS INVERKAN PÅ VIND- KONVEKTORERS PRESTANDA | 48 |
| 5.1 Värmetillskott genom påfrysning | 48 |
| 5.2 Påfrysningens betydelse för den konvek- tiva värmeöverföringen | 51 |
| 5.3 Belastningen av konvektorerna | 57 |
| 5.4 Ekonomiska aspekter på konvektorplace- ringen | 58 |
| 5.5 Avfrosthingsmetodik | 59 |

| | | |
|----------|--|----|
| 6 | KÖLDBÄRARE | 61 |
| 6.1 | Samband mellan tryckfall och värmeöverföringen | 61 |
| 6.2 | Laminär eller turbulent strömning? | 63 |
| | REFERENSER | 67 |
| BILAGA 1 | Påfrysningens betydelse för den konvektiva värmeöverföringen | 69 |
| BILAGA 2 | Teoretisk betraktelse av temperaturfallet mellan köldbärare och temperaturficka | 79 |
| BILAGA 3 | Fotografier från mätningarna visande olika konvektorplaceringar, avfrostningssekvenser m m | 85 |

SAMMANFATTNING

En vindkonvektor är en värmeväxlare mellan uteluft och en köldbärare (t ex saltlösning eller vattenglykolblandning). Köldbäraren cirkuleras mellan vindkonvektorn, där den tar upp värme från uteluften och värmepumpens förångare, där den lämnar av värmets. Vindkonvektorn arbetar helt utan rörliga delar och blir därför beroende av vinden (därav namnet).

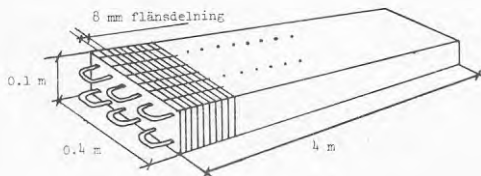
I denna undersökning har främst tekniska prestanda vid olika yttre förhållanden studerats och då förträdesvis under sådana förhållanden att påfrysning av vindkonvektorn har ägt rum.

Vid presentation av konvektorns prestanda under olika förhållanden används genomgående värmegenomgångstalet k , ($W/m^2 K$).

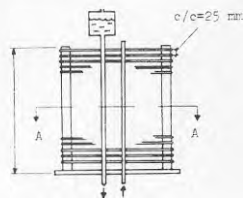
Det kan inledningsvis konstateras att eftersom k -värdet, hos samtliga vindkonvektortyper, sjunker mycket kraftigt vid rejäl påfrysning är någon slags periodisk avfrostning av konvektorerna nödvändig. Vid extremt milda vintrar i södra Sverige kan självavfrostning (naturlig avfrostning under värmepumpens stilleståndstider) möjligen räcka till, men eftersom värmepumpen ska fungera under ett antal vintrar måste dylika anläggningar med vindkonvektorer i samtliga fall utrustas så att påtvingad avfrostning kan ske efter behov.

Två olika avfrostningsmetoder har studerats och dessa metoder är i undersökningen benämnda momentan avfrostning och långsam avfrostning. Dessa studier visar att den momentana avfrostningen dels sker snabbare och dels ger ett bättre slutresultat än vad som är fallet med den långsamma avfrostningen.

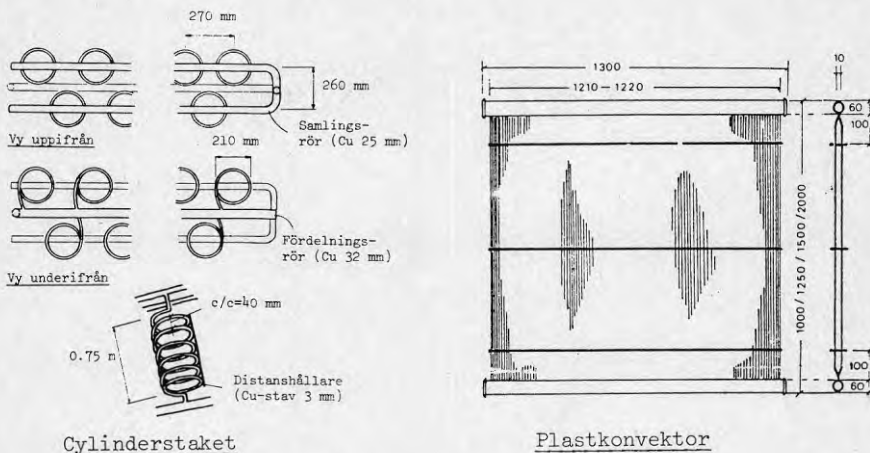
Jämförelser mellan fyra olika vindkonvektortyper har gjorts. Två av typerna är utförda helt i koppar, en är utförd i koppar-aluminium (flänsbatteri) och den sista är utförd helt i plast.



Flänsbatteri



Cylinderkonvektor



De fyra undersökta vindkonvektorernas utformning

Specifikt för de olika typerna har varit:

Flänsbatteri

Extremt låga k-värden, från ca $11 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ som bäst ner till ca $1 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ som sämst.

Dessa jämförelsevis låga k-värden har sin förklaring i konvektorns utformning. Eftersom dess flänsar är placerade mycket tätt intill varandra, frös mellanrummen snabbt igen och förvandlade konvektorns 40 m^2 värmeupptagande yta till ca 4 m^2 . Även med ej påfrusen konvektor var k-värdena påfallande låga, vilket även det måste tillskrivas lamelldelningen.

Förmodligen kan flänsbatteriets prestanda höjas väsentligt genom att utprova andra lamelldelningar.

Cylinderkonvektor

Uppvisade bäst prestanda av samtliga uppmätta konvektor-typer, med k-värden från ca $80 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ som bäst ner till ca $15 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ som sämst.

Dessa mycket goda prestanda berodde främst på att konvektorn utformades som en stor cylinder, vilket fick till följd att den blev "okänslig" för vindriktning, dvs att den alltid hade en lika stor projicerad yta vänd vinkelrätt mot vinden.

Konvektorn byggdes även med tanke på att samtliga ytor skulle vara lättåtkomliga för vinden och därför användes relativt stora avstånd mellan rör, både i höjd- och djupled.

Denna "luftighet" i konvektorns uppbyggnad innebar också att den uppvisade goda prestanda även under lätt påfrysning.

Cylinderstaket

Låg prestandamässigt en bit efter cylinderkonvektorn, med k-värden mellan ca $50 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ som bäst och ca $25 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ som sämst.

Eftersom exakt samma material användes till denna konvektortyp som i fallet med cylinderkonvektorn, är alla olikheter i prestanda att hänföra till skillnader i utformningen mellan dessa.

Plastkonvektor

Hade sämre prestanda än cylinderkonvektor och cylinderstaket, men klart bättre än flänsbatteri. k-värdet varierade från ca $35 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ som bäst, ner till ca $10 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ som sämst.

Dessa resultat är hämtade från mätningar som utförts vid Vattenfalls Älvkarlebylaboratorium. Eftersom mätningarna på dessa plastkonvektorer inte innefattade studier av k-värdets variation med påfrysningen på samma sätt som skett med övriga konvektortyper, kan inte k-värden presenteras för varierande påfrysning som för övriga typer. Endast ytterlighetsfallen ej påfrusen konvektor och igenfrusen konvektor finns att tillgå.

Vad som bör bestämma utformningen hos vindkonvektorer, kan sammanfattas under fyra punkter.

1. Stor yta på liten volym

På grund av luftens ringa värmeinhåll krävs stora värmeupptagande ytor hos vindkonvektorn, men för att konvektorn ska bli lätt att transportera och placera måste volymen hållas nere.

2. Får ej vara för tät

För att vinden lätt ska komma åt alla värmeupptagande ytor får vindkonvektorn inte byggas för tät.

Även med tanke på frost och snö är det viktigt att konvektorn hålls "luftig". Här inses att det kan uppstå problem därför att kravet på "luftighet" under punkt 2 står i ett direkt motsatsförhållande till kravet på liten volym under punkt 1.

3. Utseendet måste vara acceptabelt

En aldrig så bra vindkonvektor med de bästa prestanda kan få svårt att finna köpare, om den har ett utseende som gör den svårplacerad.

4. Konkurrenskraftigt pris

För att effektivt kunna konkurrera med andra typer av värmekällor måste priset hållas på en för både köpare och säljare acceptabel nivå.

BETECKNINGSLISTA

| <u>Beteckning</u> | <u>Storhet</u> | <u>Dimension</u> |
|-------------------|------------------------------------|--------------------|
| A | area | m ² |
| c | specifik värmekapacitet | J/kg K |
| C | konstant | - |
| D | diameter | m |
| E | elenergi | J |
| Ē | eleffekt | W |
| k | värmeegenomgångskoefficient | W/m ² K |
| K | konstant | - |
| L | längd | m |
| m | massa | kg |
| \dot{m} | massflöde | kg/s |
| n | konstant | - |
| p | tryck | Pa |
| Q | värme | J |
| Q̇ | värmeeffekt | W |
| t | temperatur | °C |
| V | volym | m ³ |
| \dot{V} | volymlöde | m ³ /s |
| w | hastighet | m/s |
| α | värmeövergångskoefficient | W/m ² K |
| δ | tjocklek | m |
| η | verkningsgrad | - |
| λ | värmeledningstal | W/m K |
| Λ | friktionskoefficient | - |
| ν | kinematisk viskositet | m ² /s |
| ρ | densitet | kg/m ³ |
| ϕ | värmefaktor | - |
| θ_m | logaritmsk medeltemp. differens | K |

| <u>Index</u> | <u>Storhet</u> |
|--------------|----------------|
| 1 | inlopp |
| 1 | kondensorsidan |
| 2 | utlopp |
| 2 | förångarsidan |
| b | brine |
| C | enligt Carnot |
| F | frost |
| h | kondensorsidan |
| i | insida |
| K | kondensation |
| l | förångarsidan |
| p | konstant tryck |
| S | smältning |
| u | utlopp |
| v | vätska |
| y | utsida |

INLEDNING

Bakgrunden till att denna rapport kommit till stånd beror främst på att värmepumpsmarknaden är inne i ett mycket expansivt skede, där allt fler värmekonsumenter tycker att värmepumpen är ett utmärkt alternativ då det gäller att minska höga uppvärmningskostnader.

Ofta har potentiella värmepumpköpare inte tillgång till andra värmekällor än uteluft. För att möta marknadens efterfrågan är det därför nödvändigt att dels utveckla värmepumpar med bättre prestanda vid låga förångningstemperaturer, dels att utveckla vindkonvektorer som motsvarar värmepumpens krav på energiinsamling och konsumenternas krav på lågt pris och godtagbart utseende.

Eftersom alla väsentliga problem med värmeuppsamlingen inträffar vintertid, har studierna av vindkonvektorerna som berörs i denna rapport, förlagts till vinter- och tidiga vårmånader.

Mätperiodens placering under året tillsammans med resultat från ref /6/ har inneburit att strålningens tillskott till värmeuppsamlingen helt har försummats och över huvud taget inte nämns vidare i rapporten.

Huvudvikten av arbetet har lagts på att samla in mätdata från olika konvektortyper under så skiftande yttre förhållanden som möjligt. Denna stora datamängd har efter bearbetning presenterats i tabellform för varje enskild konvektortyp.

För en av konvektortyperna, flänsbatteriet, har omfattande fältmätningar kunnat göras pga att ett antal sådana anläggningar är i drift, främst i Göteborgs-området men även i trakterna runt Stockholm.

De två konvektortyperna cylinderkonvektor och cylinderstaket har provats vid avd för Installationstekniks försökshall, Chalmers.

Till sist har även en konvektor som provats vid Vattenfalls Älvkarlebylaboratorium, FAFCO-vindkonvektor, tagits med i rapporten enbart för att få till stånd en jämförelse med en konvektor utförd helt i plast.

Vidare har relativt enkla teoretiska modeller använts för studier av prestanda vid skiftande påfrysningförhållanden, osv.

Rapporten avslutas med att behandla olika köldbärare (brine-lösningar) för att belysa vissa tekniska egenskaper som kan anses vara viktiga för dessa, t ex turbulensbenägenhet och värmetransportförmåga.

1 ALLMÄNT OM UTELUFTSKONVEKTORER

Om hänsyn tas enbart ill förekomst och åtkomlighet, är det mycket enkelt att utnyttja uteluften som värmekälla till värmepumpar.

Det är också främst dessa två faktorer som gör uteluften så attraktiv som värmekälla.

Däremot är luftens värmeinnehåll lågt (litet $\cdot c_p$), vilket gör att "stora" mängder luft är nödvändiga för att kunna samla upp erforderligt värme.

Ett ytterligare dilemma är att exergin är av väsentlig betydelse, dvs att den energi som samlas upp ska ligga vid en så hög temperaturnivå som möjligt. Detta beror på att värmepumpens prestanda är beroende av vilken temperaturnivå förångareenergin levereras vid.

Tillvaratagandet av värmets i uteluften kan ske på i princip två sätt.

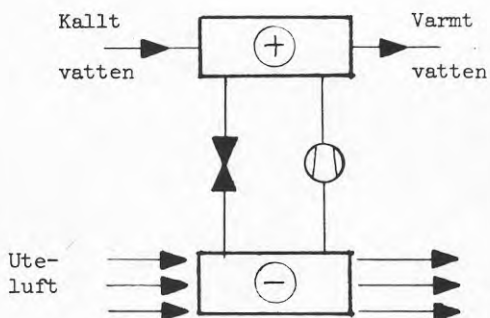


Fig 1.1 Ute-luften används direkt i värmepumpens förångare

I Fig 1.1 används uteluft direkt i förångaren. Här finns då två alternativ. Antingen kan förångaren flyttas ut till luften eller också kan luften tas in till förångaren.

Första alternativets utförande kan vara med såväl som utan fläkt. I det andra alternativet är fläkt nödvändig.

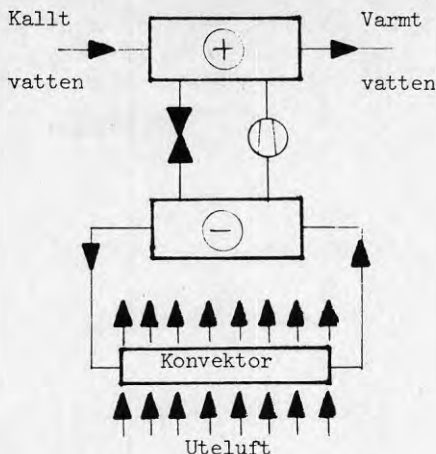


Fig 1.2 Uteluftens värmeinhåll leds via en cirkulerande köldbärare till värmepumpens förångare.

I denna lösning används en köldbärare (t ex saltlösning eller glykolblandat vatten) som cirkulerar mellan en uteluftskonvektor och värmepumpens förångare. Uteluftskonvektorn kan i detta fall vara utförd antingen med fläkt eller utan fläkt.

Fallet där förångaren flyttas ut till luften innebär att en kompakt, fabriksmonterad värmepump inte kan användas. Här måste också ledningar med köldmedium dras ut till förångaren. Detta leder dels till att mängden köldmedium ökar, dels till att risken för läckage av köldmedium ökar. I vissa lösningar flyttas hela värmepumpen ut, varvid detta undviks.

Om istället luften tas in till förångaren (antingen direkt eller med hjälp av en köldbärar-krets) kan fördelarna med en fabriksmonterad värmepump utnyttjas. Vid leveransen är värmepumpen i princip startklar och "det enda" som behöver göras är att ansluta vattenkretsen på kondensorsidan, ansluta köldbäraren på förångarsidan samt ansluta värmepumpen till elnätet.

En fläktförsedd konvektor kan samla upp mer energi än en konvektor utan fläkt med samma area, pga ett större påtvingat luftflöde förbi konvektorn. Denna ökade energiuppsamling ska då betala det extra fläktarbete som åtgår.

Vid tillämpningar med ett mycket stort energibehov kan det vara tvunget att utnyttja fläktförsedda konvektorer för att hålla nere byggnadsvolymen.

Fördelar med uteluftskonvektorer utan fläkt är att fläktljud och kostnader för fläkt eliminerar samt att risken med att rörliga delar kärvar och kanske behöver regelbunden tillsyn försvinner.

Nackdelen är att värmeuppsamlingen blir starkt beroende av naturens egen fläkt, dvs vinden, och att en dubbel värmväxling krävs.

När uteluft tas direkt in till förångaren behövs i de flesta fall hål tas upp i väggar till byggnaden där värmepumpen är placerad, för att tillräckligt grova luftkanaler ska kunna dras till förångaren. Som tidigare nämnts krävs fläkt vid denna metod.

2 VÄRMEÖVERFÖRING

I detta kapitel behandlas kort de värmeöverföringsprinciper som används vid studier av förloppet med värmeuppsamling av uteluftkonvektorer (enbart konvektiv värmeöverföring).

Den grundläggande förutsättningen är att värmnet går från en högre temperatur mot en lägre temperatur. Temperaturdifferensen kan betecknas som en "drivkraft" för värmeflödet. Ju större temperaturdifferensen blir, ju större blir "drivkraften" och därmed värmeflödet.

Betrakta ett rör med utseendet enligt Fig 2.1.

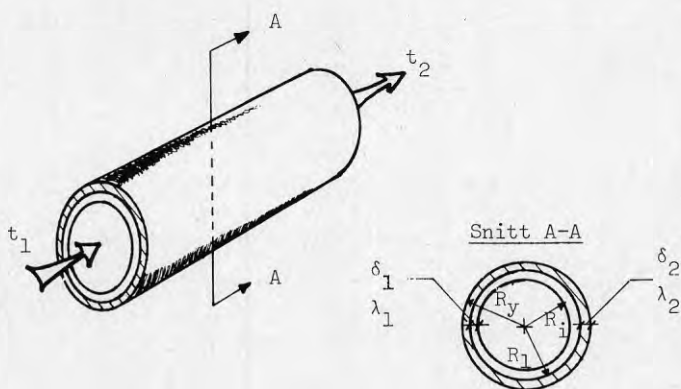


Fig 2.1 Utseende och beteckningar för studier av värmeöverföringen hos ett rör.

Om omgivningens temperatur, t_u , är högre än temperaturen i röret, t_1, t_2 , (fallet med uteluftskonvektor), kan värmnet som fluiden i röret tar upp, skrivas som:

$$\dot{Q} = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p (t_2 - t_1) \quad (2.1)$$

Samtidigt kan värmnet som omgivningen tillför röret tecknas enligt:

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \theta_m \quad (2.2)$$

$$\theta_m = \frac{t_2 - t_1}{\ln \left(\frac{t_u - t_1}{t_u - t_2} \right)}$$

Vid fortvarighetstillstånd gäller att det värmeflöde som tas upp av fluiden i röret är lika med det värmeflödet som omgivningen tillför röret.

$$\dot{V}_{pc} (t_2 - t_1) = kA\theta_m \quad (2.3)$$

Med hjälp av (2.3) inses att ett ökande k-värde ger upphov till att t_2 ökar och därmed även en ökning av värmeupptagningen från rörets omgivning.

Det är av denna anledning intressant, samtidigt som det är av stor vikt att studera k-värdet.

Värmeegenomgångskoefficienten, k, består av tre delar:

$$\frac{1}{k} = \frac{R_y}{R_i \cdot \alpha_i} + \frac{R_y \cdot \ln\left(\frac{R_1}{R_i}\right)}{\lambda_1} + \frac{R_y \cdot \ln\left(\frac{R_1}{R_2}\right)}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_y} \quad (2.4)$$

För ett tunnväggigt rör kan (2.4) skrivas som:

$$\frac{1}{k} \approx \frac{1}{\alpha_i} + \Sigma\left(\frac{\delta}{\lambda}\right) + \frac{1}{\alpha_y} \quad (2.5)$$

1/k består således av de tre delarna:

- o $1/\alpha_i$ beskriver värmeövergången mellan insidan av rörväggen och fluiden i röret.
- o $\Sigma \delta/\lambda$ beskriver värmetransporten genom rörgodset (och eventuell frost).
- o $1/\alpha_y$ beskriver värmeövergången mellan omgivningen och rörväggens utsida.

Genom att studera termerna $1/\alpha_i$, $1/\alpha_y$ och $\Sigma \delta/\lambda$ kan en uppskattning av betydelsen hos de olika termerna, för bestämning av k-värdet, göras.

Termen $1/\alpha_i$

Strömningen i röret kan vara antingen laminär eller turbulent, beroende på storleken hos Re .

Storleksordningen¹ på $1/\alpha_i$ blir

- 1) Laminärt , $1/\alpha_i$ $1 \cdot 10^{-3} - 1 \cdot 10^{-2}$ ($m^2 \cdot K/W$)
- 2) Turbulent , $1/\alpha_i$ $1 \cdot 10^{-4} - 1 \cdot 10^{-3}$ ($m^2 \cdot K/W$)

$1/\alpha_i$ ökar alltså med i storleksordningen en tiopotens om strömningen övergår från turbulent till laminär.

¹Observera att det endast rör sig om storleksordning och inte absoluta värden.

Termen $1/\alpha_y$

Termen $1/\alpha_y$ kommer att hamna i storleksordningen
 $1/\alpha_y = 1 - 1 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$, om omgivningen består av luft.

Termen $\Sigma \delta/\lambda$

Ifall röret ej är påfruset beror δ/λ endast på i vilket material röret är utfört samt vilken godstjocklek röret har. Storleksordningen på $(\delta/\lambda)_{\text{gods}}$ blir:

$$1) \quad \text{Metall} \quad \delta/\lambda \quad 1 \cdot 10^{-6} - 1 \cdot 10^{-4} \quad (\text{m}^2 \cdot \text{K/W})$$

$$2) \quad \text{Plast} \quad \delta/\lambda \quad 1 \cdot 10^{-3} - 1 \cdot 10^{-2} \quad (\text{m}^2 \cdot \text{K/W})$$

$$(\lambda_{\text{plast}} = 0,2 \text{ W/m K})$$

En kontroll av eventuell rimfrosts inverkan ger (för $\lambda_F = 0,16 \text{ W/m K}$)

$$\delta/\lambda \quad 1 \cdot 10^{-5} - 1 \cdot 10^{-2} \quad (\text{m}^2 \cdot \text{K/W})$$

beroende på hur mycket rimfrost som frusit på röret.

Genom betraktelsen av storleksordningen hos de tre termerna kan beträffande vindkonvektorer sägas:

- o $1/\alpha_1$ är helt försumbar om strömningen i röret är turbulent.

Är strömningen däremot laminär måste $1/\alpha_1$ beaktas vid beräkning av $1/k$.

- o $1/\alpha_y$ är den term som starkast kommer att påverka $1/k$.

- o Ifall röret är av metall kommer termen $(\delta/\lambda)_{\text{rör}}$ att vara helt försumbar. Om röret istället består av plast bör termen $(\delta/\lambda)_{\text{rör}}$ tas i beaktande vid studier av $1/k$. Då påfrysning av röret förekommer måste hänsyn tas till termen $(\delta/\lambda)_F$.

3 UPPMÄTTA KONVEKTORER

Under försöken gjordes mätningar på ett flertal konvektortyper. Gemensamt för alla konvektorer är påfrysningsproblemet. Påfrysningen ökar inte med sjunkande utetemperatur, vilket utan närmare eftertanke kan vara lätt att tro, utan påfrysningen är som störst vid utetemperaturer på några plusgrader.

Vid dessa utetemperaturer kommer köldbäraren att kyla ned utsidan av konvektorerna så att den ligger strax under fryspunkten för vatten. Maximal påfrysning fås alltså då uteluften har största möjliga absoluta fuktighet, samtidigt som konvektorytans temperatur är tillräckligt låg för att frysa vatten.

Det måste anses vara komplicerat att skapa allmängiltiga matematiska modeller som fullständigt beskriver värmeöverföringsförloppet hos vindkonvektorer. Därför är det av stort intresse att göra praktiska försök med olika typer av konvektorer, för att utformningen av dessa ska bli så bra som möjligt.

3.1 Flänsbatterier

Värmepumpar med flänsbatterier som värmeupptagare blir allt vanligare på marknaden och därför har ingående studier av denna konvektortyp i sin riktiga arbetsmiljö kunnat göras.

Studierna har genomförts i Göteborgs- och Stockholmsområdet.

3.1.1 Flänsbatteriets uppbyggnad

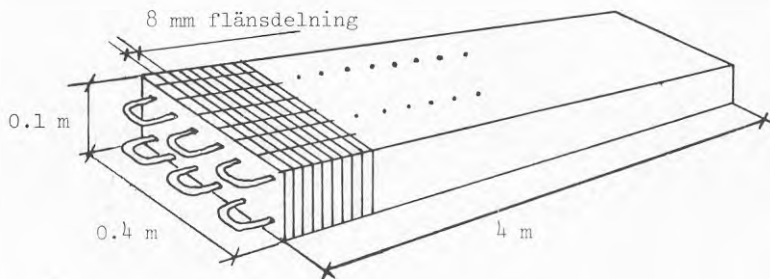


Fig 3.1 Ett flänsbatteris uppbyggnad

Varje flänsbatteri har 40 m^2 luftberörd yta som består dels av kopparrör, dels av aluminiumflänsar, där aluminiumflänsarna står för den klart dominerande areaandelen.

Till normalt villabruk används två konvektorer för att förse värmepumpen med värme, och det är sådana tillämpningar som har studerats.

Två konvektorer medger en total luftberörd area på cirka 80 m^2 .

3.1.2 Konvektorernas placering

Flänsbatterierna placeras oftast under takutsprång men även andra placeringar som t ex under balkong och på vägg förekommer.

Placeringen under takutsprång ger den fördelen att konvektorn blir skyddad för snö.

Andra placeringar innebär i regel att konvektorn blir mer utsatt för snö men även att den i högre grad utsätts för vind.



Fig 3.2 Flänsbatteris placering under takutsprång

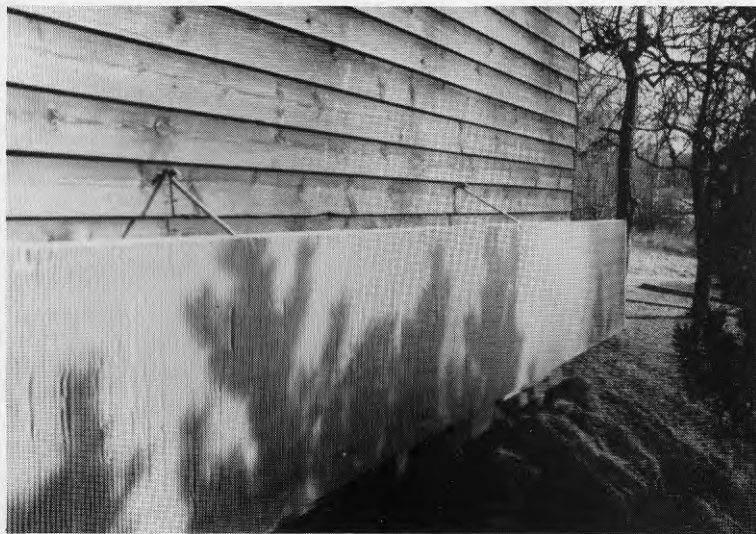


Fig 3.3 Flänsbatteris placering på vägg



Fig 3.4 Flänsbatteris placering under balkong

3.1.3 Mätningarnas utförande

Vid varje mättillfälle uppmättes köldbärartemperaturer, utetemperaturer, luftfuktighet och vindhastighet.

Köldbärartemperaturerna mättes med hjälp av ett par kalibrerade kvicksilvertermometrar som sattes i temperaturfickor utanpå rören.

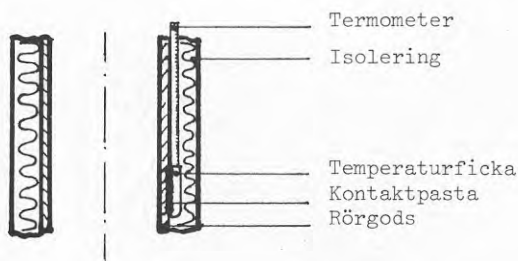


Fig 3.5 Temperaturfickornas placering på rören.

(I bilaga 2 görs en kontroll av hur stort fel som begås om köldbärartemperaturen sätts lika med temperaturen i temperaturfickorna.)

Också utetemperaturen mättes med en kalibrerad kvicksilvertermometer.

Luftfuktigheten mättes med en termohygrograf, vars noggrannhet inte var den allra bästa. Det visade sig dock ganska snart att luftfuktigheten hade ringa betydelse för värmeuppsamlingen, varför onoggrannheten vid luftfuktighetsmätningen inte fick någon inverkan på presenterade mätdata.

Vindhastigheten mättes med en anemometer som hade en felvisning av högst $\pm 5\%$ av avläst värde.

Vid varje mättillfälle togs ett flertal värden på vindhastigheten och ett aritmetiskt medelvärde av dessa fick då representera vindhastigheten vid detta mättillfälle.

Eftersom vindhastigheten varierar om mätningen har någon som helst utsträckning i tid, presenteras tabellvärden för vindhastigheterna i intervall.

k-värdena räknades sedan fram mha att kyleffekten var känd för givna köldbärartertemperaturer.

3.1.4 Resultat av mätningarna

På grund av den stora spridningen av mätvärden och att många parametrar inverkar, bedöms det lämpligaste presentationsättet vara överskådliga tabeller.

Först några kommentarer till tabellernas utseende.

Då det visat sig att (bl a ref /6/) strålningsvärmnet och kondensationsvärmnet är helt försumbara vid sidan av konvektionsvärmnet, utnyttjas vindhastigheten som en parameter.

Vidare är graden av påfrysning en mycket intressant parameter då den inte är så väl dokumenterad tidigare. Därför används påfrysningsgraden som den andra parametern i tabellerna.

Även graden av påfrysning är svår att med mätinstrument mäta upp, så en subjektiv bedömning av påfrysningsgraden gjordes (se Fig 3.6-3.11).

Mätningarna i Göteborgs- respektive Stockholmsområdet uppvisade, som väntat, inga större skillnader. Mätningarna i Göteborgsområdet utfördes under tidsperioden december 1983 tom mars 1984, medan mätningarna i Stockholmsområdet utfördes under tidsperioden januari 1984 tom mars 1984.

| | | PÅFRYSNING | | | | | |
|-------|-----|------------|-----|-----|-----|-----|---|
| (m/s) | | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| V | 0 | 5-8 | 3-5 | 2-5 | 3-4 | 2-4 | |
| I | 0-1 | 6-11 | 5-7 | 4-6 | 4-5 | 1 | 1 |
| N | 1-2 | 9 | 5-8 | 4-7 | 4 | 1 | |
| D | 2-3 | | | 6 | | 4 | |

Tabell 3.1 k-värdets variation med vindhastighet och påfrysning för flänsbatterier i Göteborgsområdet (W/m^2 , K).

| | | PÅFRYSNING | | | | | |
|-------|-----|------------|-----|-----|-----|-----|-----|
| (m/s) | | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| V | 0 | | 5-6 | 4-6 | 2-3 | 1-3 | |
| I | 0-1 | 5 | 4-6 | 3-7 | 3-5 | 2-3 | 1-2 |
| N | 1-2 | | 5-9 | 5-7 | 4-5 | 2-4 | 2 |
| D | 2-3 | | 8 | 10 | 4 | 5 | |

Tabell 3.2 k-värdets variation med vindhastighet och påfrysning för flänsbatterier i Stockholmsområdet (W/m^2 , K).

Som synes är förändringarna av k-värdet inte så stora för olika förhållanden, utom då påfrysningen blir riktigt stor.

För att få begrepp om påfrysningsgraden visas följande bilder:



Fig 3.6 Flänsbatteri - påfrysning 0

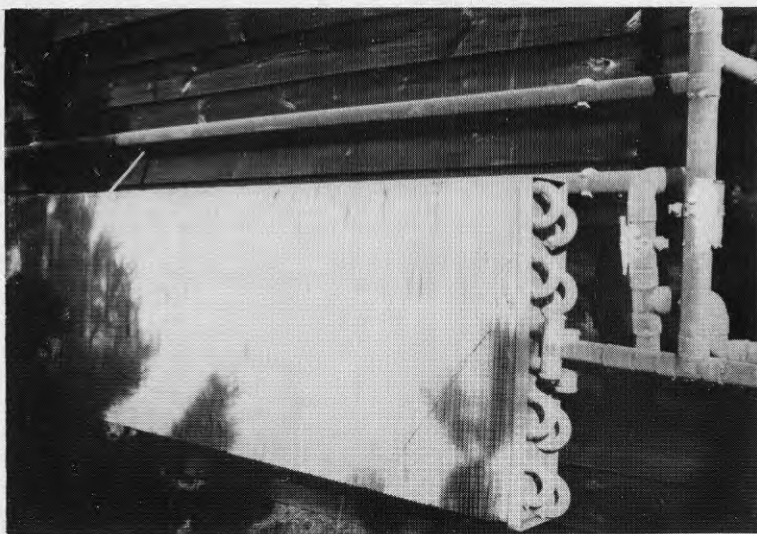


Fig 3.7 Flänsbatteri - påfrysning 1



Fig 3.8 Flänsbatteri - påfrysning 2

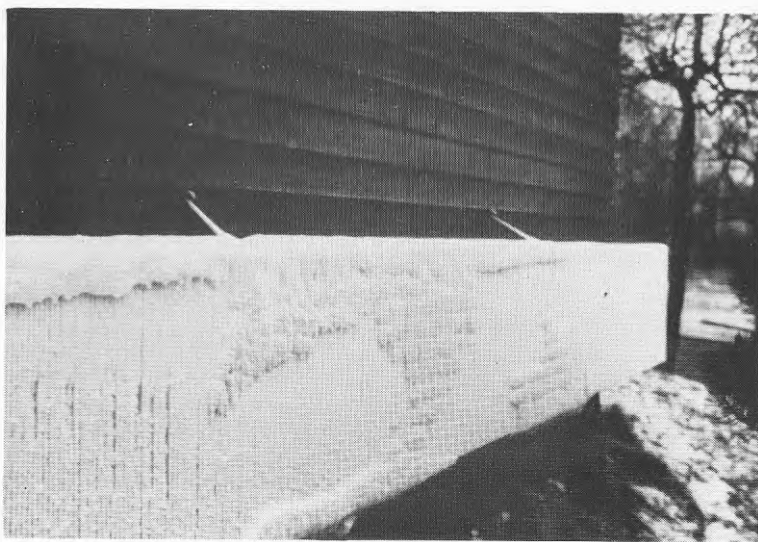


Fig 3.9 Flänsbatteri - påfrysning 3



Fig 3.10 Flänsbatteri - påfrysning 4

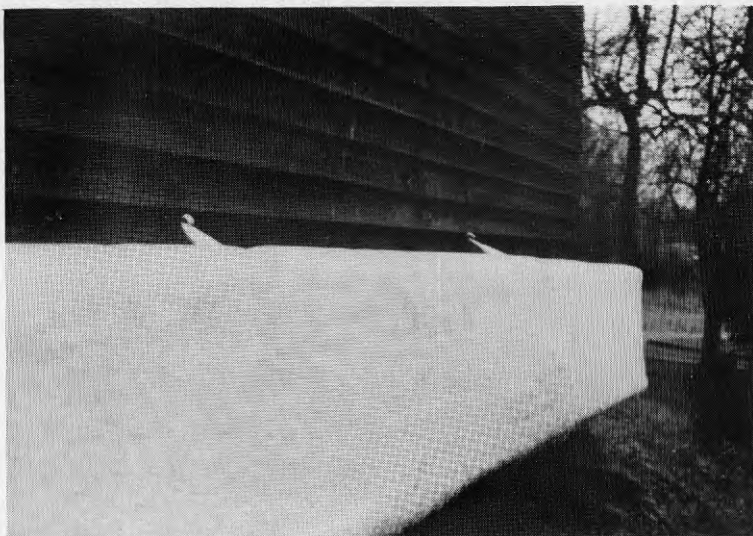


Fig 3.11 Flänsbatteri - påfrysning 5

Tendensen är att k-värdet sjunker med ökande påfrysning och minskande vind, vilket är det naturliga. Något oväntat är k-värdena mycket låga över hela linjen (jmf övriga uppmätta vindkonvektor-typer) och kommer som bäst upp till ca $10 \text{ W/m}^2 \text{ K}$.

Lägsta värdena, vid låga vindhastigheter och stora påfrysningar, går ner mot $1 \text{ W/m}^2 \text{ K}$.

3.1.5 Funktion vid snöfall och påfrysning

Problem kan uppstå med flänsbatterier som berörs vid snöfall. Eftersom de får en relativt stor projicerad yta uppåt, finns det goda möjligheter för snön att fästa på konvektorn. Vid snöfall som sträcker sig över flera avfrostningsperioder kan följande inträffa. Under avfrostningen försvinner inte all snö från konvektorn utan en del stannar kvar, nu i form av is. Nästa avfrostning innebär att isen växer till i omfattning. Detta fortgår fram till att snöfallet slutar.

Om nu konvektorerna är hårt belastade (se Kap 5.3) kan det medföra att isen blir kvar i konvektorn, även om den avfrostas efter att snöfallet upphört. Mellan avfrostningarna tillkommer så mycket ny frost att den totala ismassan inte minskar fast konvektorn avfrostas med jämna intervall.

För "normalt" belastade konvektorer kommer isen att försvinna lite i taget vid varje ny avfrostning, ända till isen är helt försvunnen.

En helt annan typ av problem har iakttagits hos konvektorer som är monterade under takränna. Vid temperaturer strax över fryspunkten smälter snö på hustaket och smältvatten söker sig ner i takrännan. Om konvektorn är monterad för tätt intill takrännan kommer dess kylande effekt att frysa vattnet i takrännan. När takrännan är full av is rinner vattnet över och bildar "ishögar" på konvektorn, som är svåra att bli av med vid normal avfrostning.



Fig 3.12 Isproblem hos konvektor monterad för nära takränna.

Det är viktigt att konvektorerna får tillräcklig lutning (vrids kring längdaxeln). Ur värmeupptagningssynpunkt är det fördelaktigt ju större lutningen blir, då en stor lutning ger en stor yta som exponeras för vinden.

Lutade konvektorer medför även att merparten av smältvattnet rin- ner av i framkanten på konvektorerna. Problem med smältvatten efter väggar eller störande dropp på fönsterbleck kan alltså till stor del undvikas med hjälp av lutade konvektorer.

Det som talar emot att luta konvektorerna alltför mycket är att avfrostningen då försvåras på så sätt att frosten som i avfrost- ningens initialskede ska släppa "sjokvis", måste falla längre väg genom konvektorerna.

Vid extremfall kan det innebära att frosten inte helt hinner falla ner genom konvektorerna utan fastnar "på vägen".

Med hänsyn taget till värmeupptagning och avfrostning synes en lutning av ca 45° vara den bästa lösningen.

Också takplacering av flänsbatterier har varit aktuell. Invänd- ningar mot en sådan placering har varit dels att exponeringen vid snöfall skulle vara mycket stor, dels problem med isansamlingar under konvektorerna i samband med upprepade avfrostningar.

Under mätningarna kunde takmonterade flänsbatterier studeras. Där visade det sig att inga som helst problem uppstod med isansam- lingar under konvektorerna, medan däremot vissa svårigheter upp- stod under snöfall, där snön låg kvar relativt långa perioder med försämrad värmeupptagning som följd.



Fig 3.13 Takmonterade flänsbatterier

I samband med takmonterade flänsbatterier rekommenderas därför något slags snöskydd som dock inte hindrar vinden från att komma åt konvektorerna.

3.2 Cylinderkonvektor

3.2.1 Cylinderkonvektorns uppbyggnad

Konvektorn utfördes i 300 m kopparrör (8 mm ytterdiameter, 0.5 mm godstjocklek) som lindades till formen av en cylinder.

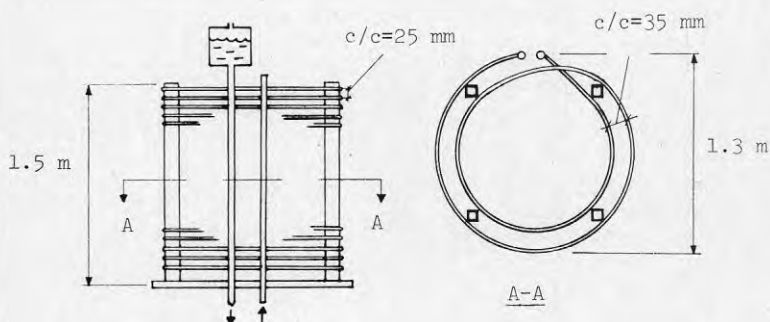


Fig 3.14 Cylinderkonvektorns uppbyggnad

För att erhålla lämpligt tryckfall på köldbärarsidan delades kopparröret upp i längder om ca 12,5 m, parallellkopplades och anslöts till en fram- och en returledning.

Konvektorns luftberörda yta blev därmed $7,54 \text{ m}^2$ vid opåfruset tillstånd.

3.2.2 Cylinderkonvektorns placering

Under försöket var konvektorn placerad intill en byggnad, enligt fig 3.15.

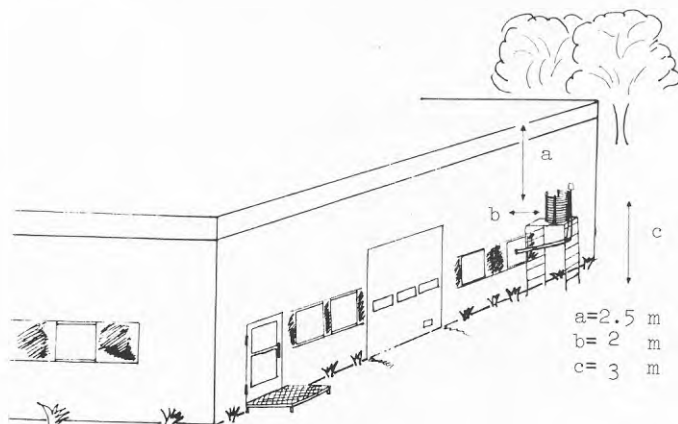


Fig 3.15 Cylinderkonvektorns placering

Placeringen valdes dels med tanke på åtkomligheten, dels med tanke på att konvektorn skulle exponeras för eventuell vind.

3.2.3 Mätningarnas utförande

Under mätningarna framtogs kyleffekten \dot{Q}_2 på två olika sätt, dels direkt genom att mäta köldbärarflöde och köldbärartemperaturer, dels indirekt genom att räkna fram den efter att ha uppmätt värmepumpens kondensoreffekt \dot{Q}_1 och i kompressorn använd eleffekt \dot{E} .

På grund av att köldbärartemperaturdifferensen ofta var så liten som 2-3 °C kunde det relativa felet bli stort. Därför användes i beräkningarna det värde som togs fram med hjälp av den indirekta metoden.

Elförbrukningen mättes kontinuerligt med en kWh-mätare av fabrikat Siemens och kondensoreffekten mättes med en noggrant kalibrerad flödesmätare samt en temperaturdifferens (temperaturdifferensen på kondensorsidan låg i storleksordningen 40 °C).

Kyleffekten togs fram med hjälp av

$$\dot{Q}_2 = \dot{Q}_1 - \dot{E} \quad (3.1)$$

Det innebär att om värmepumpen hade förluster så kom detta direkt att avspeglas i \dot{Q}_2 (\dot{Q}_2 blev mindre än i verkligheten).

De k-värden som räknats fram med detta värde på \dot{Q}_2 som grund blev då i underkant och risken för att konvektorns prestanda överskattas minskade därmed.

3.2.4 Varför formen av en cylinder?

Formen av en cylinder valdes främst med tanke på att konvektorn skulle bli oberoende av vindriktning.

Oavsett vilket väderstreck det blåser ifrån erhålles en lika stor projicerad konvektorarea vinkelrätt vindriktningen.

Anledningen till att ett djup av två rörrader valdes, var att hålla nere storleken på konvektorn.

Ytterligare en aspekt gjorde en cylinderformad konvektor intressant, nämligen den mycket lilla projicerade arean uppåt. Detta innebär vid snöfall en liten "träffyta" för snön.

Eftersom försök visar (även detta) att konvektorer är mycket vindkänsliga förordas en så fri placering som möjligt (helst på tak).

En fri placering innebär att konvektorn blir utsatt för vådrets nycker, vilket leder till att cylinderformen gör sig gällande.

3.2.5 Resultat av mätningarna

Cylinderkonvektorn uppvisade mycket goda prestanda under mätningarna.

Värmegenomgångskoefficienten, k , varierade från $16 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ som sämst, upp till $78 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ som bäst.

Under mätserien varierade de yttre betingelserna kraftigt, varvid mätvärden för en mängd olika arbetstillstånd kunde tas fram.

För att få en uppfattning om bedömningen av påfrysningsgraden presenteras nedan bilder som visar de olika graderna av påfrysning.



Fig 3.16 Ej påfrusen cylinderkonvektor



Fig 3.17 Lätt påfrusen cylinderkonvektor

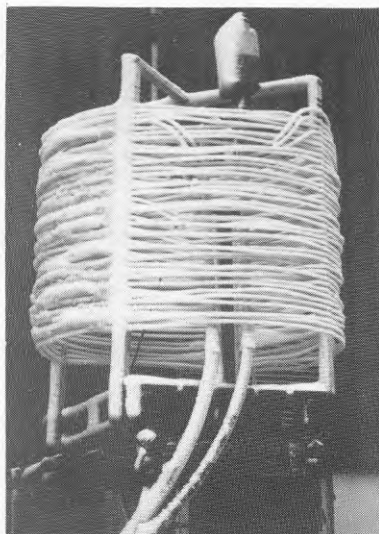


Fig 3.18 Kraftigt påfrusen cylinderkonvektor

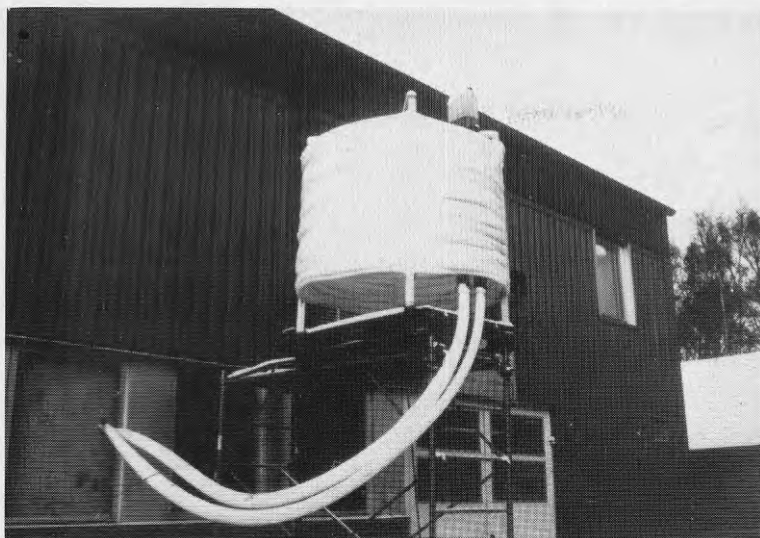


Fig 3.19 Helt igenfrusen cylinderkonvektor

PÅFRYSNING

| | | Ej påfrusen | Lätt påfrusen | Kraftigt påfrusen | Helt igenfrusen |
|---|-------|----------------|------------------|----------------------|--------------------|
| | (m/s) | | | | |
| V | 0 | 55-60 | 35-50 | 20-25 | 16 |
| I | 0-1 | 55 | 55 | | |
| N | 1-2 | 65 | 55-60 | | |
| D | 2-3 | | 60-80 | | |

Tabell 3.3 k-värdets variation med vindhastighet och påfrysning för cylinderkonvektorn ($W/m^2 K$).

De icke ifyllda rutorna förklaras av att inga mätvärden erhöles under dessa förutsättningar.

Under försöksperioden varierade utetemperaturer från $+25$ °C ner till $-7,5$ °C.

Ur tabell 3.3 kan bl a följande slutsatser dras.

- k-värdets beroende av vindhastigheten minskar vid minskande påfrysning.

Under vinterhalvåret uppträder fallet med konvektor helt utan påfrysning mycket sällan. Det vanligaste tillståndet är istället lätt påfrysning för konvektorer som arbetar med avfrostning.

Därför är det särskilt viktigt att studera konvektorns prestanda vid lätt påfrysning.

- Vid lätt påfrosen konvektor varierar k-värdet mycket kraftigt med vindhastigheten.

För att vid vindstilla ha ett k-värde som går ner till ca $35 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, ökar det till ca $80 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ (ökning med 130 %) vid vindhastigheter mellan 2 och 3 m/s.

Dessa värden hjälper till att understryka vikten av en riktig placering av konvektorer, dvs en placering som "känner av" när det blåser.

- Värdena vid helt igenfrosen konvektor togs efter att blötsnö först "murat igen" konvektorn och vinden därefter mojnät.

Med detta som bakgrund blir det lägsta k-värdet ($16 \text{ W/m}^2 \text{ K}$) att betrakta som relativt bra.

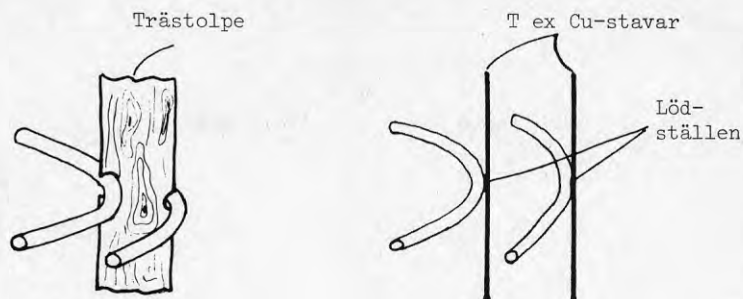
Vidare följer några ytterligare punkter med blandade iakttagelser från mätningarna.

- Endast vid utetemperaturer mellan ca $+5 \text{ }^\circ\text{C}$ ner till ca $-5 \text{ }^\circ\text{C}$ bildades besvärande rimfrost (de två rörraderna "växte" ihop). Vid utetemperaturer större än $+5 \text{ }^\circ\text{C}$ håller konvektorytan en temperatur över fryspunkten och det innebär att ingen påfrysning sker.

Vid utetemperaturer under $-5 \text{ }^\circ\text{C}$ är luftens absoluta fuktighet så låg att påfrysningen inte blir besvärande.

När konvektorn används för praktiskt bruk (t ex till en villavärmepump) kan i de flesta fall intervallet där avfrostning krävs minskas ytterligare. Detta beror på att värmepumpens stilleståndstider kommer att räcka till för självavfrostning, ända ner till ca $+2 \text{ }^\circ\text{C}$ i många fall (se även Kap 5.3).

- När blötsnö faller samtidigt med hård bläst och utetemperaturer runt $+0 \text{ }^\circ\text{C}$ (vanligt vinterväder i västra Sverige) sätter konvektorn snabbt igen (rörraderna växer ihop) och får formen av en kompakt cylinder. Vid försöken med avfrostning visade det sig att frosten ville "hänga" kvar mellan inre och yttre rörrader. Även intill de stolpar som stöttade cylindern "hängde" frosten kvar vid avfrostning. Det finns alltså skäl för att öka avståndet mellan inre och yttre rörrader samtidigt som stöttorna utformas så att frosten får svårare att "hänga" kvar.



Uppbyggnad under
försöket.

Förbättrad distans-
hållning och stöttning.

Fig 3.20 Alternativa metoder för stöttning och fasthållning av vindkonvektorns rör.

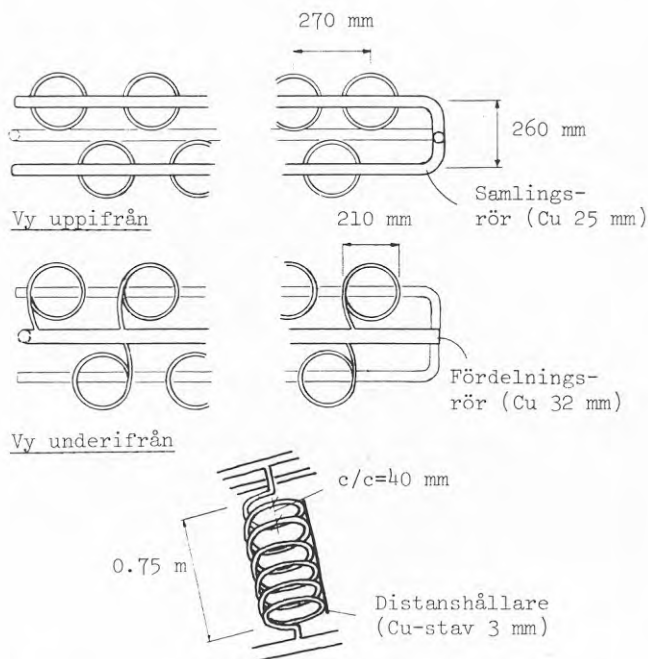
- Vid snöfall med utetemperaturer under -5°C var snön så torr att den inte fäste på konvektorytan.

Det innebär att vid låga utetemperaturer kan det vara möjligt att undvika avfrostning även under måttliga snöfall.

3.3 Konvektortyp "cylinderstaket"

3.3.1 Cylinderstaketets uppbyggnad

Konvektorn utfördes i 300 m kopparrör (8 mm ytterdiameter, 0,5 mm godstjocklek) som lindades till 25 st cylindrar med längden 12,5 m per cylinder.



En cylinder. Schematisk uppbyggnad

Fig 3.21 Konvektorns utformning

Konvektorns luftberörda area blev ca $8,65 \text{ m}^2$ vid opåfruset tillstånd.

Tilloppet låg i botten på konvektorn och frånloppet i toppen.

Cylindrarna utformades som enkla rörrader placerade intill varandra, med 13 cylindrar i den ena raden och 12 cylindrar i den andra.

Eftersom det visat sig att konvektorns k-värde är starkt vindberoende bör konvektorn placeras så att den blir maximalt utsatt för vind. Även projicerad area uppåt bör hållas så begränsad som möjligt pga att eventuell snö ska ha svårt att fästa på konvektorn. En effekt av att enkla rörrader användes var att konvektorns totala byggnadsvolymer ökade.

3.3.2 Konvektorns placering

Konvektorn var under försöket placerad enligt nedanstående figur.

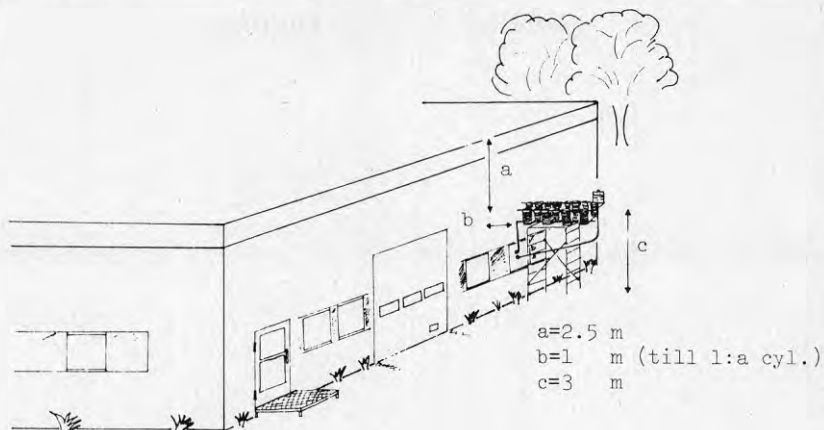


Fig 3.22 Konvektorns placering

Cylinderpaketet placerades vinkelrätt ut från väggen för att utgöra största möjliga vindfång.

3.3.3 Resultat av mätningarna

Angående mätningarnas utförande, se Kap 3.2.3. Under mätperioden kunde mätresultat för en mängd olika förhållanden tas fram.

Värmeegenomgångskoefficienten varierade mellan $25 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ som sämst till $50 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ som bäst.

PÅFRYSNING

| | | Ej påfrusen | Lätt påfrusen | Kraftigt påfrusen | Helt igenfrusen |
|---|-------|-------------|---------------|-------------------|-----------------|
| | (m/s) | | | | |
| V | 0 | | 37-43 | 25 | 25 |
| I | 0-1 | 40-43 | 34-42 | 30-35 | 27-30 |
| N | 1-2 | 45 | 45 | 40 | 35 |
| D | 2-3 | | 50 | | |

Tabell 3.4 k-värdets variation med vindhastighet och påfrysning för cylinderstaketet ($\text{W/m}^2 \text{ K}$).

Utetemperaturen varierade under denna provserie mellan $-3,5 \text{ }^\circ\text{C}$ och $+8 \text{ }^\circ\text{C}$.

Även i tabell 3.4 förklaras de tomma rutorna av att inga mätvärden erhöles under dessa förhållanden.

Kommentarer till tabell 3.4:

- k-värdets beroende av vindhastigheten blir mer markant ju större påfrysningen på konvektorn blir. Även k-värdets minskning med ökad påfrysning framgår tydligt.
- Större vindhastigheter än 3 m/s uppmättes aldrig. Det finns dock anledning att tro på en fortsatt ökning av k-värdet vid ytterligare ökning av vindhastigheten.

Under försöken avfrostades konvektorn genom att 12 kW eleffekt kontinuerligt tillfördes köldbäraren under avfrostningsförloppet.

När avfrostning pågick var värmepumpen avstängd och endast köldbärarkretsens cirkulationspump var i drift.

Med värmepumpdrift flera dygn i sträck kunde den påfryssta frostens tjocklek uppgå till 30-40 mm. Den relativt långsamma uppvärmningen av rören i konvektorn, som den kontinuerligt tillförda eleffekten innebar, medförde att kompakt is bildades närmast röret, vilket fick till följd att frosten hade svårt att "släppa" från rören.

En "chockavfrostning", där föruppvärmd köldbärare av hög temperatur pumpas ut i konvektorn, är att föredra.



Fig 3.23 Ej påfruset cylinderstaket



Fig 3.24 Lätt påfruset cylinderstaket



Fig 3.25 Kraftigt påfruset cylinderstaket



Fig 3.26 Helt igenfruset cylinderstaket

3.4 Plastkonvektor

Denna konvektortyp, FAFCO-vindkonvektor, har testats vid Vattenfalls Älvkarleby-laboratorium och samtliga nedanstående värden på denna är resultat av ovan nämnda test.

3.4.1 Plastkonvektorns uppbyggnad

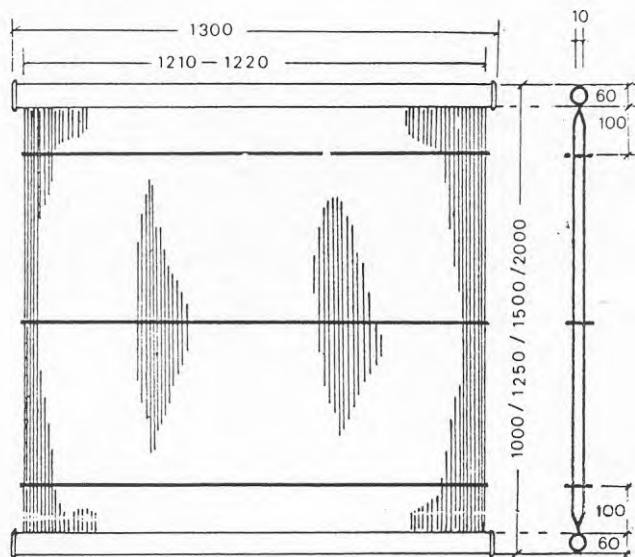


Fig 3.27 Konvektorns utformning

Konvektorn är uppbyggd av ett fördelningsrör och ett samlingsrör, vilka är sammankopplade med klena plaströr. Dessa klena plaströr är parallellkopplade och utgör den värmeupptagande ytan.

Dimensionen hos de värmeupptagande plaströren framgår av nedanstående figur.

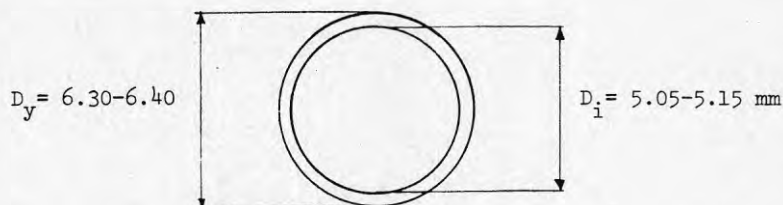


Fig 3.28 Dimensioner hos de värmeupptagande rören

Under försöksserien användes två FAFCO-enheter med höjden 1,5 m, vilket fick till följd att den totala värmeupptagande ytan blev $10,30 \text{ m}^2$. Köldbäraren bestod av en vattenblandning med 40 vikt-% etylenglykol.

3.4.2 Plastkonvektorns placering

De två konvektorelementen stod under försöken uppställda på laboratoriets tak.

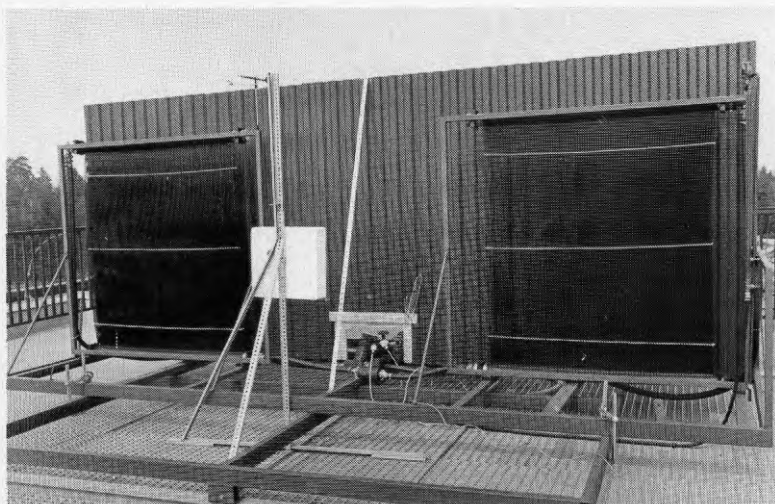


Fig 3.29 Testuppställning utomhus på laboratoriets tak

I fig 3.29 finns en vägg direkt bakom konvektorerna. Den väggen har inte stått bakom konvektorerna under hela mätserien varför det i samband med presentationen av olika mätdata nämns om väggen funnits med eller ej.

3.4.3 Resultat av mätningarna

Det största sannolika felet vid beräkningen av k -värdet är $\pm 12\%$ (för en mer ingående redovisning, se ref /3/).

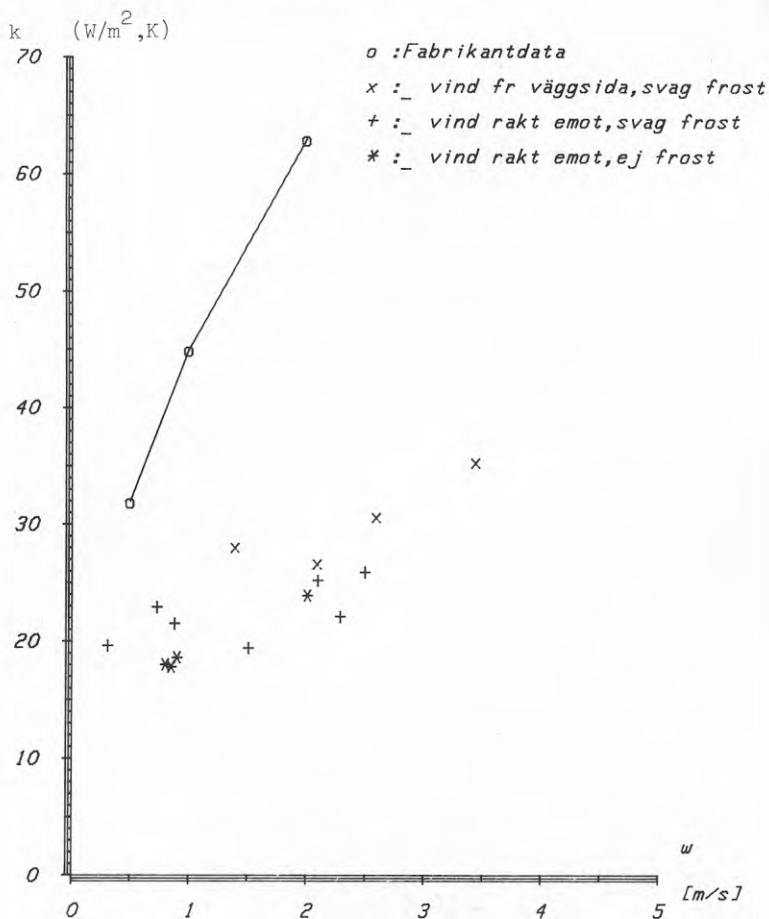


Fig 3.30 k -värdet som funktion av vindhastigheten, med ingen eller ringa påfrysning. (Med vägg bakom konvektor.)

Här varierar k -värdet mellan 20 och 35 $W/m^2 K$ beroende av vindhastigheten. Figuren visar på ett ökande av k -värdet med 75 % vid en ökning av vindhastigheten från 0,5 m/s till 3 m/s.

Av intresse är även att se hur konvektorn uppträder vid påfrysning.

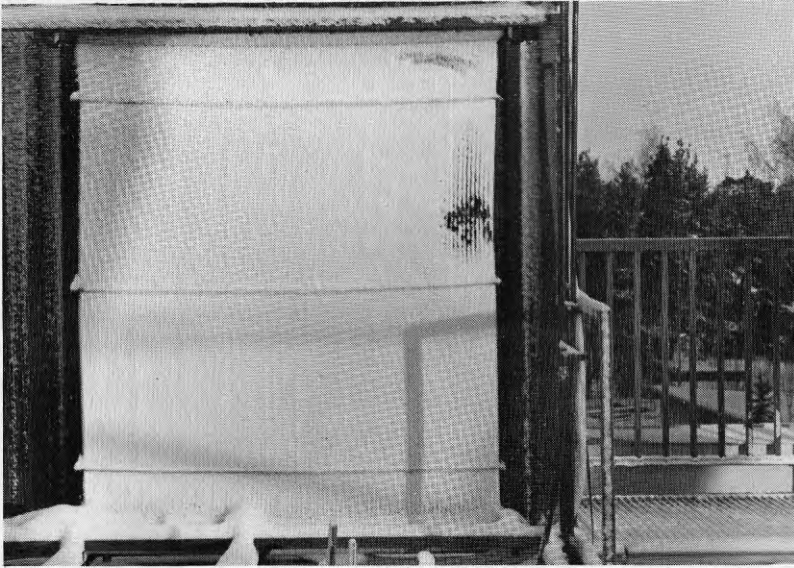


Fig 3.31 Påfrusen konvektor

Fig 3.31 visar hur kraftigt påfrusen konvektorn var under mätserien som presenteras i Fig 3.32.

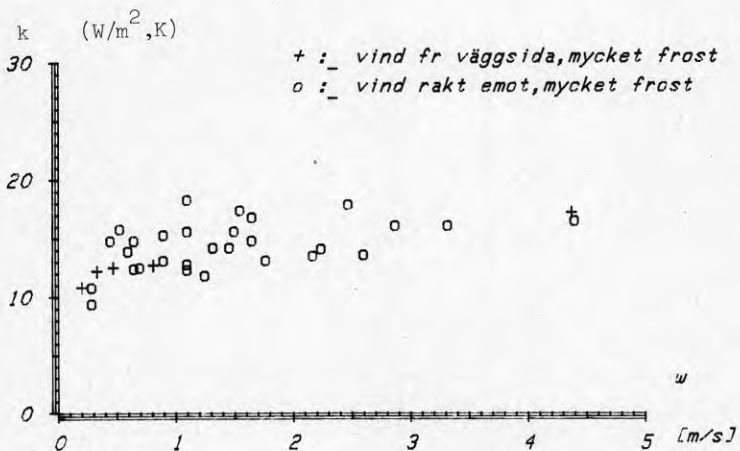


Fig 3.32 k -värdet som funktion av vindhastigheten, med kraftig påfrysning. (Med vägg bakom konvektor.)

k -värdet har nu sjunkit till värden mellan 10 och 20 $W/m^2 K$ och vi kan även se att vindberoendet minskar.

En jämförelse mellan Fig 3.30 och Fig 3.32 visar på det kraftiga beroendet inte bara av vindhastigheten, utan även av påfrysningen.

Några ytterligare iakttagelser speciellt i samband med avfrostningsfasen har inte gjorts på samma sätt som med tidigare konvektortyper. Det enda som med bestämdhet kan sägas är att också med plastkonvektorer är en i systemet inbyggd avfrostningsmekanism nödvändig, såvida inte uteklimatet är av den beskaffenheten att självavfrostning med säkerhet klarar avfrostningen (vilket inte är fallet i Sverige).

3.5 Jämförelser mellan undersökta konvektortyper

Bästa prestanda uppvisade cylinderkonvektorn. Denna modell byggdes också så att den skulle vara okänslig för vindriktning samtidigt som den gjordes "luftig", dvs rörraderna sattes med ett sådant avstånd från varandra att vinden inte hade några svårigheter att nå alla ytor.

Vidare uppvisade denna modell goda egenskaper under snöfall, då snön hade en väldigt liten yta att fästa på, och under avfrostningsfasen då rimfrosten lätt släppte från konvektorn. Nackdelen var att cylinderkonvektorns totala volym blev förhållandevis stor.

För att kontrollera inverkan av utförandet hos konvektorn användes kopparrören från cylinderkonvektorn till att bygga ett cylinderstaket. En direkt jämförelse blev då möjlig mellan de två olika konvektortyperna.

Tillstånden ej påfrusen och lätt påfrusen är de två viktigaste tillstånden då dessa är helt dominerande (endast under mycket extrema vinterförhållanden med snöfall och kraftig vind kommer andra förhållanden att råda) och dessa två tillstånd bör vara de som beaktas vid en jämförelse. Detta förutsätter givetvis att en kontrollerad avfrostning av konvektorerna sker med jämna mellanrum.

Största skillnaderna mellan cylinderkonvektorn och cylinderstaketet erhöles dels vid ej påfruset tillstånd, där cylinderkonvektorn uppvisade k-värden som låg ca 30-45 % över motsvarande värden för cylinderstaketet, dels vid lätt påfruset tillstånd samtidigt med vind, där cylinderkonvektorn låg från 20 % ända upp till 60 % högre i k-värden än cylinderstaketet.

Vid kraftig påfrysning och helt igenfrusna konvektorer kommer dock cylinderstaketet ikapp cylinderkonvektorn i fråga om k-värden, men som tidigare nämnts är dessa tillstånd av ringa betydelse.

Förmodligen har formen av en enda cylinder som är helt okänslig för vindriktning en avgörande betydelse för olikheterna i prestanda mellan cylinderkonvektorn och cylinderstaketet.

Att cylinderstaketet kommer ikapp cylinderkonvektorn när påfrysningen blir större, får med stor sannolikhet tillskrivas de enkla rörraderna hos cylinderstaketet i kombination med att vindkänsligheten avtar vid ökande påfrysning (se t ex Kap 5.2).

Jämförelser med den tredje konvektorn tillverkad i metall, flänsbatteriet, visade på mycket stora skillnader i prestanda.

Flänsbatteriet är den enda av dessa tre konvektortyper som tillverkats enligt principen med flänsar som står för uppsamlandet av värmets. Nu är det inte flänsarnas värmeupptagning i sig som drar ner effektiviteten (flänsarna har nära nog en 100 %-ig flänsverkningsgrad) utan det är själva uppbyggnaden av konvektorn som medför den låga effektiviteten. Flänsbatterierna var gjorda med en relativt tät lamelldelning (se Fig 3.1) som dels gjorde att vinden hade svårt att ta sig igenom konvektorn, vilket kan ha inneburit stillastående luft i konvektorn dels att flänsarna snabbt frös ihop och konvektorns area därmed reducerades från 40 m² till ca 4 m².

Även vissa problem under avfrostningen uppstod indirekt av den täta lamelldelningen, i det att frosten hade svårt att släppa från konvektorn.

En större lamelldelning innebär förmodligen en kraftigt ökande effektivitet hos flänsbatterier.

Den sista studerade konvektorn är intressant av den anledningen att den är tillverkad helt i plast.

Plastkonvektorn uppvisar relativt goda prestanda och ligger i snitt runt 50 % lägre än cylinderstaketet i fråga om k-värden. Detta förklaras delvis av materialvalet och delvis av konvektorns utformning.

Några närmare studier av avfrostningsförlopp har inte gjorts med plastkonvektorn varför inga jämförelser med kopparkonvektorerna kan göras i detta avseende.

Den sämre prestanda som plastkonvektorn uppvisar behöver ingalunda betyda att den är avskriven som konkurrent till kopparkonvektorerna.

Det finns nämligen fyra krav som bör ställas på en vindkonvektor, och beroende av olika faktorer kan betydelsen av de enskilda kraven skilja sig åt från gång till gång.

De fyra kraven är:

1. Stor yta på liten volym

Pga luftens ringa värmeinnehåll krävs stora värmeupptagande ytor hos vindkonvektorn, men för att konvektorn skall bli lätt att transportera och placera måste volymen hållas nere.

2. Får ej vara för tät

För att vinden lätt ska kunna färdas genom konvektorn och komma åt alla värmeupptagande ytor får konvektorn inte byggas för tät.

Även med tanke på rimfrost och snö är det viktigt att konvektorn hålls "luftig". Här inses att det kan uppstå problem därför att kravet på "luftighet" under punkt 2 står i ett direkt motsatsförhållande till kravet på liten volym under punkt 1.

3. Utseendet måste vara acceptabelt

En aldrig så bra vindkonvektor med de bästa prestanda kan få svårt att finna köpare, om den har ett utseende som gör den svår att placera.

4. Konkurrenskraftigt pris

För att effektivt kunna konkurrera med andra typer av värmekällor måste priset hållas på en acceptabel nivå.

4 ANDRA TYPER AV VINDKONVEKTORER

Det finns för närvarande ett flertal konvektortyper på västtyska marknaden.

Nedan följer en kort presentation av några olika modeller.

4.1 Energistaket

Energistaketet finns i ett flertal utföranden men grundkonstruktionen är densamma för samtliga.

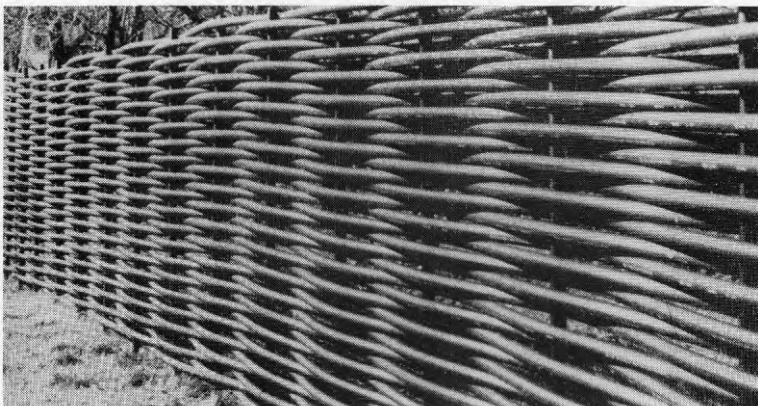


Fig 4.1 Exempel på energistaket

Energistaketen kan placeras på samma sätt som ett vanligt staket skulle ha placerats, t ex vid villabruk som en avskärmning mot angränsande tomtmark.

En fördel med den fria placeringen är att konvektorn kan placeras så att den blir maximalt utsatt för vind.

Om köparen i vilket fall skulle ha placerat ett staket på platsen där energistaketet placeras, behöver kostnaden för energistaketet endast räknas som mellanskillnaden mellan ett ordinarie staket och energistaketet. Detta skulle innebära något lägre investeringskostnad vid installation av en värmepump.

En nackdel med energistaketet är att de står relativt oskyddade för åverkan. Även den minsta läcka är till skada för konvektorn, inte bara för att köldbärare går förlorad, utan också för att en luftsättning av systemet kan innebära korrosionsskador på utsatta delar.

Även långa rörledningar till och från energistaketet kan medföra problem. Ifall de lämnas ovan mark måste risken för åverkan, såväl avsiktlig som oavsiktlig, anses vara stor. Om rörledningarna grävs ner bör eventuell påverkan av tjäle tas i beaktande. Långa rörledningar påverkar även kostnadsbilden i negativ riktning.

Rent funktionsmässigt bör det inte vara några problem att använda sig av energistaket i Sverige.

Vintertid kommer den projicerade arean uppåt att bli mycket liten, vilket skulle innebära att snö inte fäster så lätt under snöfall. Om delningen mellan kanalerna, som förbinder samlingsrören, är gjord på ett riktigt sätt torde inte heller påfrysningen vålla några besvär.

4.2 Energiträd

Principen för energiträdens uppbyggnad framgår av nedanstående figur.

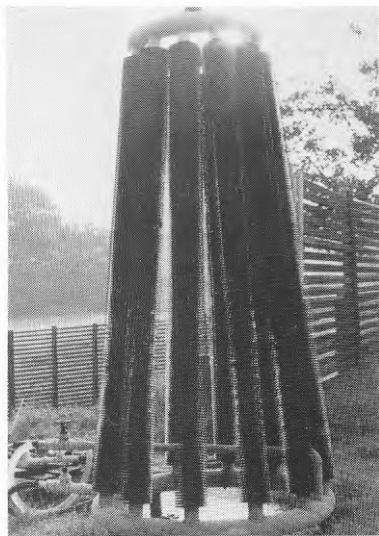


Fig 4.2 Energiträd

Det finns modeller både i plast och metall. Energiträdet placeras lämpligen i trädgården där det, pga den lilla yta det kräver, är lättplacerat.

Någon praktisk användning förutom värmeupptagare, som med energistaket, har inte energiträden.

För denna kollektortyp gäller, liksom för andra kollektortyper med fri placering i t ex trädgårdar, att risken för åverkan måste betraktas som stor.

Dess täta lamelldelning gör att lamellerna snabbt fryser ihop och den värmeupptagande ytan minskar kraftigt.

"Träd"-konstruktionen utgör även en relativt stor yta projicerad uppåt, vilket bör undvikas med tanke på snöfall.

Energiträden finns inte att köpa i Sverige utan det är i Västtyskland dessa saluförs.

4.3 Övrigt

Nedan presenteras utan närmare kommentarer ytterligare konvektor-modeller som företrädesvis finns på den västtyska marknaden.

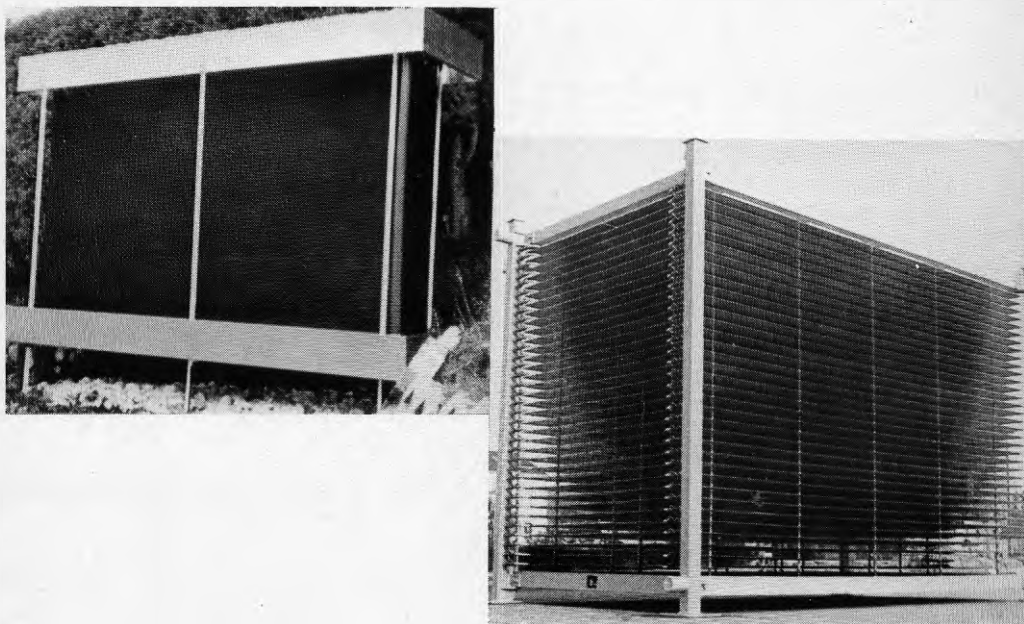


Fig 4.3 Andra typer av vindkonvektorer

5 OLIKA PARAMETRARS INVERKAN PÅ VINDKONVEKTORERS PRESTANDA

5.1 Värmetillskott genom påfrysning

För att kontrollera vilket värmetillskott som fås då luftens vattenånga fryser på konvektorn har nedanstående betraktelse gjorts.

Studera ett rör med följande dimensioner:

$$\begin{aligned} L &= 1 \text{ m} \\ D_y &= 8 \text{ mm} \end{aligned}$$

På röret bildas rimfrost med densiteten $\rho_F = 190 \text{ kg/m}^3$ (se även Kap 5.2).

Påfrusen volym:

$$V = L \cdot \frac{\pi}{4} [(D_y + 2 \cdot \delta_F)^2 - D_y^2] \quad (5.1)$$

Se Fig 5.2 för påfrysningstjockleken δ_F .

Påfrusen massa:

$$m = \rho_F \cdot V = \rho_F \cdot L \cdot \frac{\pi}{4} [(D_y + 2 \cdot \delta_F)^2 - D_y^2] \quad (5.2)$$

För tillfört värme används:

$$\begin{aligned} \text{Kondensationsvärmeför vatten;} & \quad Q_K = 2501 \text{ kJ/kg} \\ \text{Smältvärmeför vatten;} & \quad Q_S = 334 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Under ett dygn avgiven medeleffekt:

$$\dot{Q} = m \cdot \frac{Q_K + Q_S}{\tau} = \rho_F L \frac{\pi}{4} [(D_y + 2 \cdot \delta_F)^2 - D_y^2] \cdot \frac{Q_K + Q_S}{\tau} \quad (5.3)$$

Mha (5.3) uppritas följande figur:

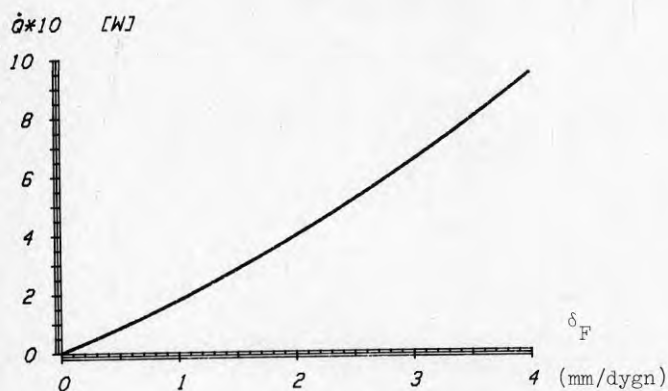


Fig 5.1 Det värme som tillförs brinen per meter rör genom vattenångans kondensationsvärme och vattnets smältvärme

Fig 5.1 är framtagen under förutsättningen att påfrysningen sker med jämn hastighet under ett dygn. Påfrysningstjockleken är den medeltjocklek som fås om toppar läggs ner i dalar enligt Fig 5.2 nedan.

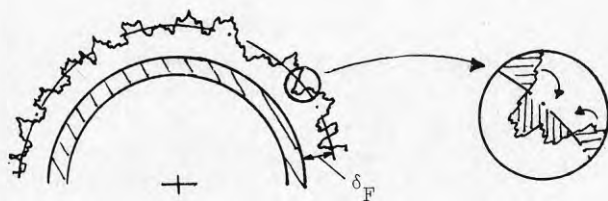


Fig 5.2 Påfrysningstjocklekens framtagande

En jämförelse med cylinderkonvektorn ger en bild av påfrysningens värmets storlek i förhållande till totalt upptaget värme.

För cylinderkonvektorn gällde att den under drift hade en värmeeffekt på ca 3 kW, då yttre betingelser tillät påfrysning. Cylinderkonvektorn hade 300 m rör (8 mm ytterdiameter) som värmeupptagare.

Uptagen värmeeffekt per löpmeter rör blir då:

$$3000/300 = 10 \text{ W per löpmeter rör.}$$

Detta kan jämföras med påfrysningens värmet vid t ex $\delta_y = 4$ mm, (vilket är en mycket kraftig påfrysning) som är 0,94 W per löpmeter rör.

$$0,94/10 = 9,4 \%$$

Värmetillskottet pga påfrysning kan alltså komma upp i storleksordningen 10 % av totalt upptaget värme.

Här gäller dock att hålla i minnet att totalt upptaget värme minskar vid påfrysning, dvs att värmetillskottet genom påfrysning inte kan kompensera försämringen av den konvektiva värmeuppsamlingen.

5.2 Påfrysningens betydelse för den konvektiva värmeöverföringen

För att allmänt kunna studera påfrysningens betydelse för värmeöverföringen, gjordes en teoretisk betraktelse av ett fritt upphängt, horisontellt rör.

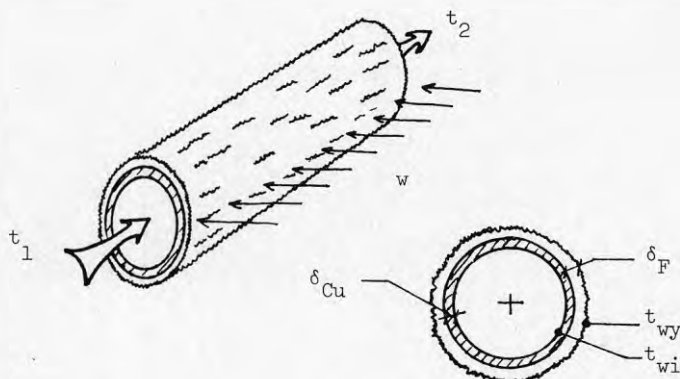


Fig 5.3 Ett fritt upphängt, horisontellt rör

Förutsättningar och beräkningar återfinns i bilaga 1. Dock kan en kommentar angående den i beräkningen valda densiteten (och därigenom värmeledningstalet) för rimfrost vara på sin plats. Densiteten sattes till låga 190 kg/m^3 pga att rimfrosten i verkligheten växer på vindkonvektorerna i form av dendriter och på så vis får en mycket "luftig" karaktär. Om dessutom avfrostning sker en gång per dygn så hinner inte rimfrostens densitet öka i någon väsentlig omfattning.

Generellt kan sägas om denna teoretiska betraktelse av påfrysningens betydelse för värmeöverföringen, att inloppstemperaturen t_1 hålls konstant och alltså oberoende av utloppstemperaturen t_2 . Värmeupptagningen ökar med ökande utloppstemperatur.

För en verklig värmepump-vindkonvektor-anläggning gäller att inloppstemperatur och utloppstemperatur är kopplade till varandra. En ökad utloppstemperatur t_2 innebär i sin tur en ökad förångningstemperatur och ökad inloppstemperatur t_1 .

Värmeupptagningen ökar också i detta fall (jämför med den teoretiska betraktelsen) med ökande utloppstemperatur, varför en betraktelse av upptaget värme i det teoretiska fallet bör ge en relativt rättvisande bild av upptaget värme i ett verkligt fall.

Det intressanta i denna studie blir inte vilka absolutvärden som uppnås under olika förhållanden utan förändringar i värmeupptagning vid ändring av yttre förhållanden t ex övergång från turbulent till laminär strömning eller byte från kopparrör till plast-rör.

I studien betraktas hela tiden värmeegenomgångskoefficienten, k -värdet, vilken utgör ett mått på värmeupptagningen.

Angående påfrysningstjockleken hänvisas till Kap 5.1.

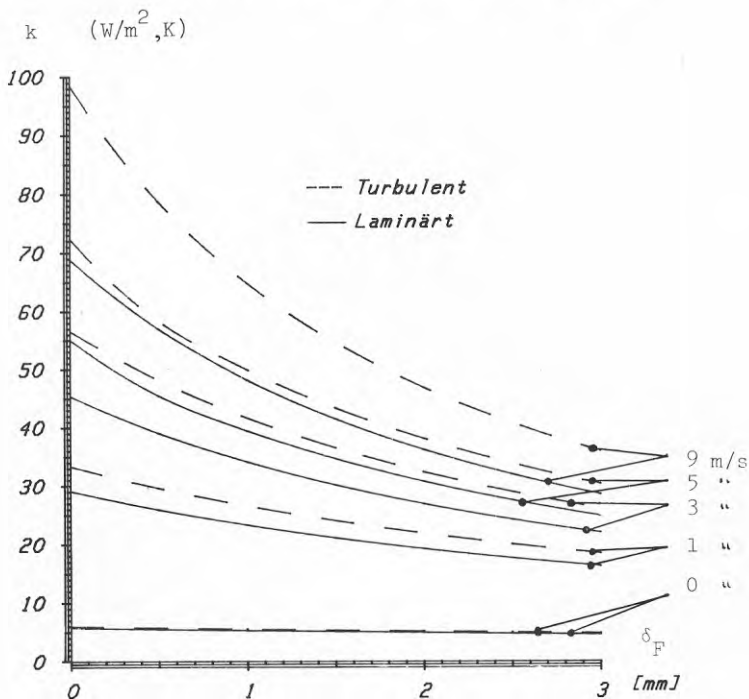


Fig 5.4 k -värdets beroende av vindhastighet och påfrysning för ett kopparrör (godstjocklek 1 mm) vid laminär ($Re = 227$) respektive turbulent ($Re = 3410$) strömning på köldbärasidan

Också Fig 5.4 visar på ett mycket slående sätt betydelsen av att en konvektor placeras maximalt utsatt för vind.

Både laminär och turbulent strömning är medtagna i figuren för att på detta sätt få en direkt jämförelse av vilken betydelse strömningstypen kan ha för totala värmeegenomgångskoefficienten.

Som synes är skillnaden mellan de två strömningstyperna endast mycket liten vid liten påfrysning och låg vindhastighet, för att bli alltmer markerad i takt med att vindhastigheten ökar.

Ex är k-värdet ca 30 % högre om strömningen är turbulent än om strömningen är laminär, vid opåfruset rör och en vindhastighet av 5 m/s. Vidare är också påfrysningen av stor betydelse för k-värdet och Fig 5.4 visar tydligt att påfrysningen har större inflytande på k-värdet ju större vindhastigheten är.

En konsekvens av detta är att behovet av avfrostharrangemang hos konvektorer ökar i takt med att konvektorerna placeras på alltmer vindkänsliga platser.

Nämnas bör också att en studie gjordes även av kopparrör med godstjockleken 0,5 mm och det visade sig att skillnaden mellan de två olika kopparrören endast var marginell. Detta förklaras av kopparns höga värmeledningsförmåga ($\lambda = 395 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$).

Om nu kopparröret byts ut mot ett plaströr kan vi studera hur stor inverkan materialet har på k-värdets beroende av parametrarna vindhastighet och påfrysning.

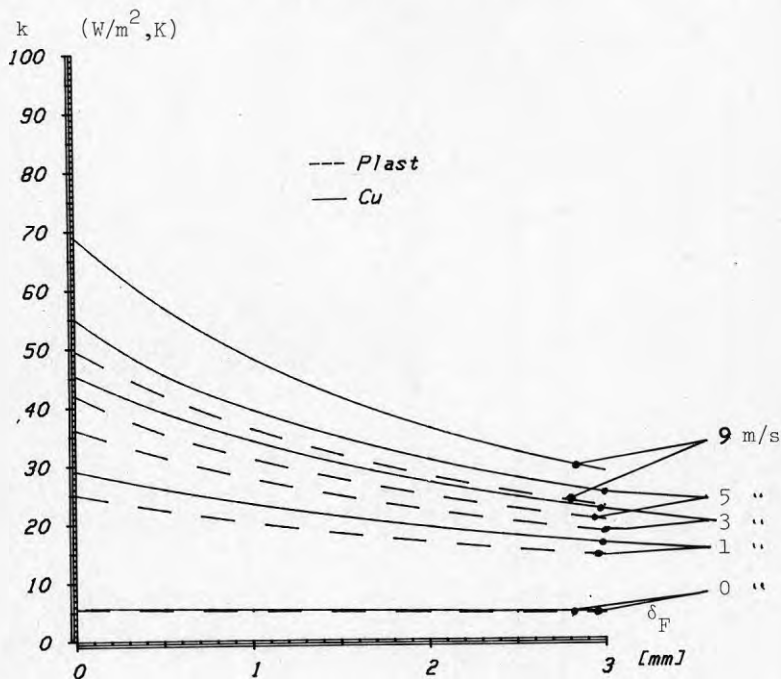


Fig 5.5 k-värdets beroende av vindhastighet och påfrysning för ett kopparrör och för ett plaströr (båda har godstjockleken 1 mm), vid laminär ($Re = 227$) strömning på köldbärarsidan

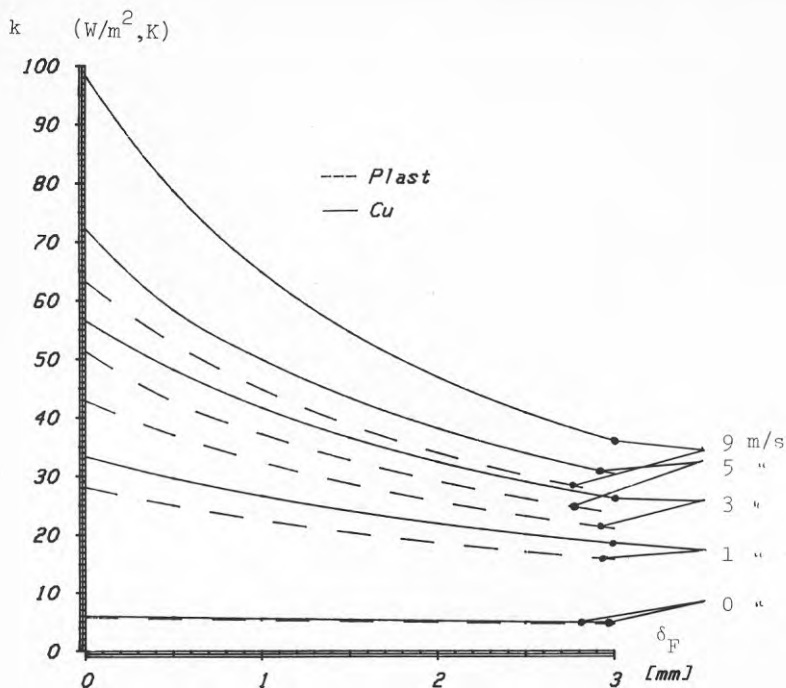


Fig 5.6 k-värdets beroende av vindhastighet och påfrysning för ett kopparrör och för ett plaströr (båda har godstjockleken 1 mm), vid turbulent ($Re = 3410$) strömning på köldbärasidan

Tendensen är lika i båda strömningsfallen. Vid låga vindhastigheter skiljer sig kopparröret och plaströret inte mycket från varandra, för att vid högre vindhastigheter få alltmer olika inverkan på k-värdet.

Som exempel blir k-värdet ca 25 % högre för kopparröret vid opåfruset rör och vindhastigheten 3 m/s om strömningen är laminär, för att vara ca 33 % högre för kopparröret vid opåfruset rör och vindhastighet 3 m/s om strömningen är turbulent.

Till sist gjordes en jämförelse av skillnaden i k-värde mellan plaströr med olika godstjocklek.

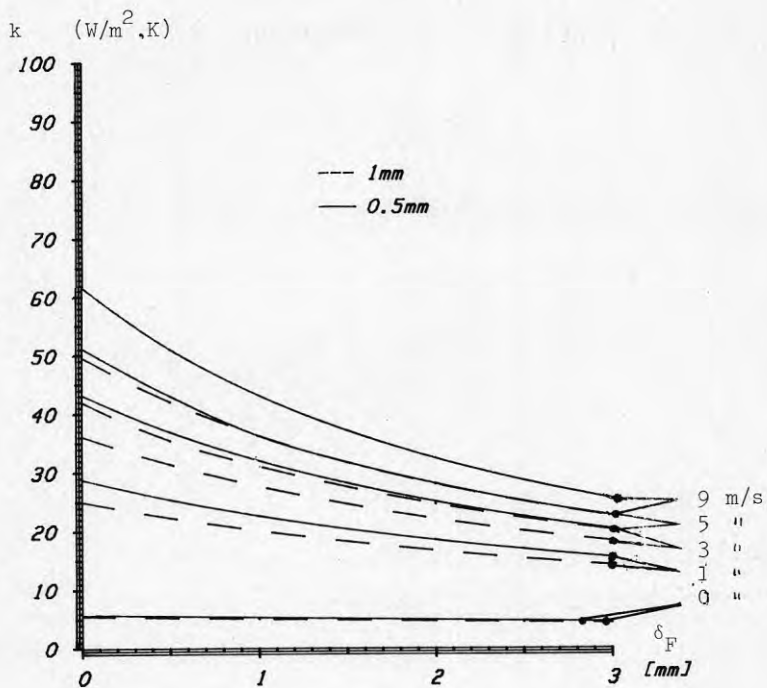


Fig 5.7 k -värdets beroende av vindhastighet och påfrysning för plaströr (godstjocklek 1 respektive 0,5 mm) vid laminär ($Re = 227$) strömning på köldbärarsidan

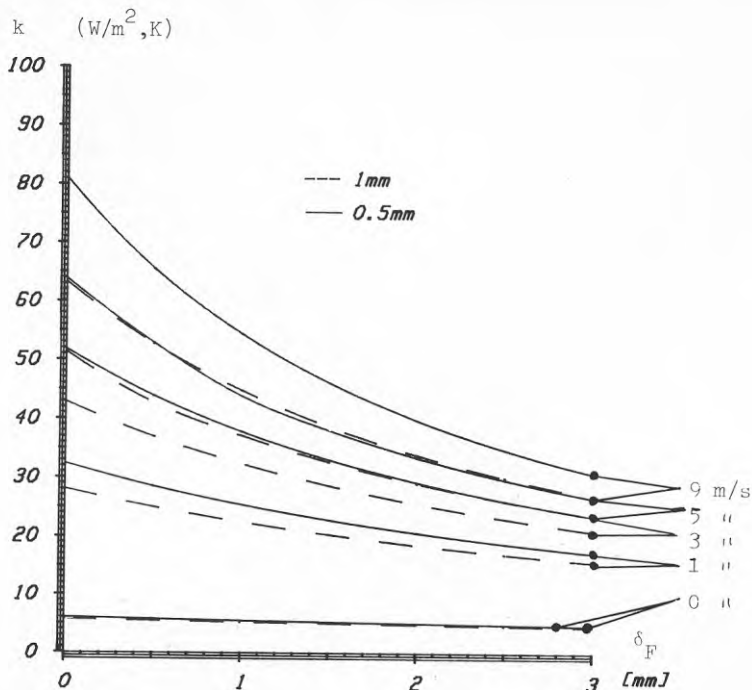


Fig 5.8 k -värdets beroende av vindhastighet och påfrysning för plaströr (godstjocklek 1 respektive 0,5 mm) vid turbulent ($Re = 3410$) strömning på köldbärarsidan

Skillnaden mellan de båda plaströren är väsentlig i jämförelse med skillnaden mellan olika kopparrör.

Detta kan hänföras till värmeledningsförmågan hos plast som ligger mycket lägre än värmeledningsförmågan hos koppar ($\text{plast} = 0,2 \text{ W/m K}$). Både vid laminär och turbulent strömning på köldbärarsidan är k -värdet för plaströret med den mindre godstjockleken avsevärt högre än för det grövre plaströret.

Skall plaströr användas i vindkonvektorer pekar alltså dessa resultat på vikten av att använda rör med minsta möjliga godstjocklek.

Sammanfattningsvis kan sägas att denna teoretiska betraktelse ger att turbulent strömning på köldbärarsidan är att föredra, speciellt vid höga vindhastigheter och små påfrysningar, då relativt stora "vinster" i k -värde kan göras.

Om tveksamhet uppstår huruvida koppar- eller plaströr skall användas i konvektorn, bör man hålla i minnet att inte prestanda och pris ensamma bestämmer valet. Även t ex maximal tillåten byggnadsvolym kan vara en viktig parameter vid bestämmandet av material.

Vid val av plaströr kommer mera rör att behövas för att samla in samma värmemängd som med kopparrör men ett lägre pris kan trots det tala till plastens fördel (se även Kap 3.5).

Till sist kan nämnas att problem kan uppstå om försök att uppnå turbulent strömning i "klen" kopparrör görs.

Det som gör koppar så beständigt mot korrosion är ett oxidskikt som bildas på kopparrörets vägg och skyddar röret från angrepp. Om vi betraktar Reynolds tal enligt:

$$Re = \frac{w \cdot D}{\nu} \quad (\text{turbulent för } Re > 2300)$$

innebär en given brinelösning och en given rördimension att enda möjligheten till ändring av Re är en ändring av strömningshastigheten i röret.

Den risk man löper med hög strömningshastighet i kopparrör är att det skyddande oxidskiktet kan spolats bort i t ex rörkrökar, med korrosionsangrepp som följd. Med användande av plaströr undviks detta problem.

5.3 Belastningen av konvektorerna

En uteluftsvärmepump för villabruk kan vara dimensionerad så att den vid utetemperaturer kring 0°C har stilleståndstider av den varaktigheten att självavfrostning av konvektorerna kommer ifråga.

Hur mycket konvektorerna hinner avfrosta beror på hur hårt belastade de är vid drift. Med belastning menas då hur stort effektuttag som görs per ytenhet konvektor (\dot{Q}_2/A). Den effekt som tas upp av konvektorerna kan uttryckas enligt:

$$\dot{Q}_2 = k \cdot A \cdot \theta_m \quad (5.4)$$

Om belastningen på konvektorerna skrivs som

$$\frac{\dot{Q}_2}{A} = k \cdot \theta_m \quad (5.5)$$

innebär det att en konstant konvektorarea vid ökande kyleffektbehov (t ex en större värmepump) med nödvändighet innebär en ökning av logaritmiska medeltemperaturdifferensen, θ_m . En ökning av θ_m ger en kallare köldbärare med följderna att påfrysningen ökar.

Även vid fallet med en underdimensionerad värmepump blir påfrysningen betydande pga att värmepumpens stilleståndstider blir för korta för att en betydande självavfrostning ska hinna äga rum.

Under mätningarna med cylinderkonvektorn och cylinderstaketet gjordes även självavfrostningsförsök. Försöken gjordes dels med värmepump och cirkulationspumpar avstängda, dels med värmepumpen avstängd men köldbärarpumpen igång.

Det visade sig att avfrostning skedde betydligt snabbare med köldbärarpumpen igång.

För liten konvektorarea innebär förutom att brinetemperaturen direkt sjunker i förhållande till utetemperaturen även indirekt en ännu större minskning av köldbärartemperaturen pga försämrade självavfrostningsmöjligheter.

5.4 Ekonomiska aspekter på konvektorplaceringen

För värmepumpen gäller:

$$\text{Värmefaktorn: } \phi = \frac{Q_1}{E} \quad (5.6)$$

$$\text{Carnot-värmefaktorn: } \phi_C = \frac{T_1}{T_1 - T_2} \quad (5.7)$$

Värmepumpens Carnot-verkningsgrad kan då tecknas som:

$$\eta_{Ct} = \frac{\phi}{\phi_C} \quad (5.8)$$

Ekv. (5.6), (5.7) och (5.8) ger nu följande samband:

$$\phi = \eta_{Ct} \cdot \frac{T_1}{T_1 - T_2} \quad (5.9)$$

Med hjälp av ekv. (5.9) inses att värmefaktorn är starkt beroende av förångnings- och kondenseringstemperaturerna, T_2 och T_1 .

Vid en given kondenseringstemperatur ökar värmefaktorn ju högre förångningstemperatur som kan erhållas.

I system med vindkonvektorer och köldbärarkrets är förångningstemperaturen helt bestämd av brinetemperaturen.

För en given konvektor visas i Kap 3 att konvektorns "prestanda" till största delen är bestämda av vindhastighet samt graden av påfrysning.

För två identiska konvektorer kan således placeringen innebära att den konvektor som placeras maximalt utsatt för vind, uppnår ett genomsnittligt k-värde som ligger 20-100 % högre än k-värdet för den konvektor som placeras på vindskyddad plats.

Årsvärmefaktorn för en uteluftsvärmepump hamnar i området 2-2,5. Just i detta område är det av stort ekonomiskt intresse att ta tillvara varje höjning av värmefaktorn.

För att belysa ovanstående kan följande figur studeras:

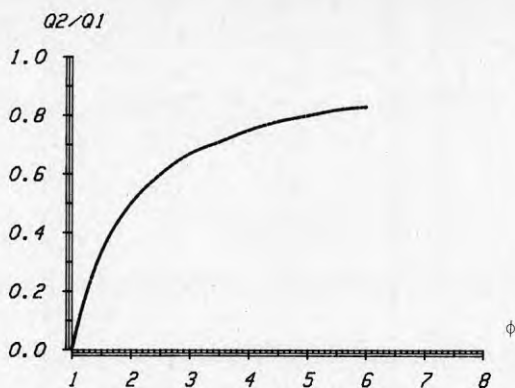


Fig 5.9 Utnyttjande av värmekällan som funktion av värmefaktorn.

Ett mycket högt utnyttjande av värmekällan innebär att elbehovet hos värmepumpen blir litet och driften därmed mer ekonomisk.

Fig 5.9 visar att en ökning av värmefaktorn i området upp till 3,5-4 ger mycket ökad utnyttjning av värmekällan, medan en ökning av värmefaktorer som är större än 4 inte ger en lika markant ökning av värmekällans utnyttjande.

Det är alltså av stort ekonomiskt intresse att kunna höja en låg värmefaktor, vilket kommer att bli fallet med en uteluftsvärmepump där vindkonvektorer står för insamlandet av värme.

5.5 Avfrostningsmetodik

Det finns två i princip skilda sätt att avfrosta en vindkonvektor.

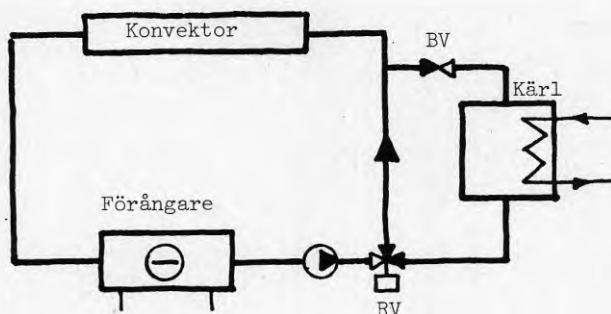


Fig 5.10 Schematisk bild av en anläggning utförd för att avfrosta "momentant"

Det i Fig 5.10 skisserade avfrostningssättet, vilket kan benämnas momentan avfrostning, går till på följande sätt.

- Mellan avfrostningarna värms köldbärare i kärlet. Uppvärmningen kan ske tex genom att en elpatron används direkt i kärlet eller genom att värme leds från kondensorn till kärlet. När det blir dags för avfrostning öppnar RV och den uppvärmda köldbäraren i kärlet körs genom konvektorn, varvid denna avfrostar. Efter genomförd avfrostning stänger RV och proceduren upprepas.

Med denna metod går avfrostningen relativt snabbt och det har också genom praktiska försök visat sig att metoden är effektiv.

Den andra metoden går schematiskt till enligt följande figur.

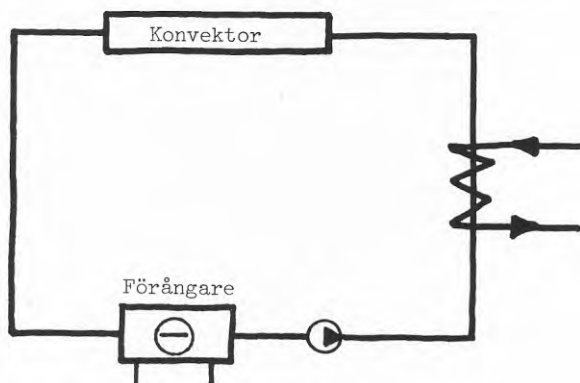


Fig 5.11 Schematisk bild av en anläggning utförd för långsam avfrostning

Här går avfrostningen till enligt följande.

- Vid behov av avfrostning tillförs köldbäraren värme kontinuerligt under avfrostningsfasen.

När avfrostningen är genomförd stängs värmetillförseln till brinen av och anläggningen kan köras tills det blir dags för nästa avfrostning.

Denna metod är betydligt långsammare än momentan avfrostning då det tar tid att värma upp köldbäraren till den temperatur som krävs för att avfrostning ska kunna äga rum.

Försiktighet bör iakttagas om momentan avfrostning sker med plastkonvektorer. Ifall för hög temperatur skickas ut i konvektorerna kan dessa komma att väsentligt utvidga sig, vilket bör undvikas med tanke på distanshållare, fixeringsdetaljer osv.

6 KÖLDBÄRARE

I detta kaptiel kommer olika köldbärare att behandlas. Främst kommer olika tekniska aspekter att beaktas, medan t ex giftighet, korrosionsegenskaper och brandfarlighet inte alls berörs.

Som köldbärare (eller brine-lösning) betraktas i tillämpningen uteluftvärmepump, det medium som i vindkonvektorn upptar värme för att därefter lämna av det i förångaren.

De köldbärare som främst används för detta ändamål är för närvarande glykolblandningar och saltlösningar. Andra typer av köldblandningar kan vara t ex spritlösningar.

6.1 Samband mellan tryckfall och värmeöverföring

För att pumpa runt en köldbärare, mellan konvektor och förångare, måste pumpen prestera en bestämd tryckhöjning som kan skrivas enligt:

$$\Delta p = 8 \cdot \lambda \cdot \rho \cdot \frac{L}{D^5} \cdot \dot{V}^2 \quad (6.1)$$

Ekvation (6.1) visar att tryckfallet är proportionellt mot volymflödet i kvadrat och omvänt proportionellt mot diametern upphöjt i fem.

För det arbete som åtgår att driva pumpen gäller:

$$E = \frac{\Delta p \cdot \dot{V}}{\eta_{\text{pump}}} \cdot \tau \quad (6.2)$$

Mha (6.1) och (6.2) fås att pumparbetet blir proportionellt mot volymflödet i kubik.

Om strömningen är laminär blir termen λ i (6.1) omvänt proportionell mot volymflödet, varför tryckfallet blir proportionellt mot volymflödet.

En övergång från turbulent till laminär strömning innebär alltså ett minskat tryckfall samtidigt som värmeöverföringsegenskaperna försämras.

För att kunna beskriva värmeöverföringens beroende av tryckfallet måste en koppling mellan dessa göras.

I det turbulenta fallet är värmeöverföringen (Nu) knutet dels till strömningen (Re) och dels till fluidens värmeegenskaper (Pr).

Sambandet mellan dessa tre parametrar brukar skrivas på formen:

$$Nu = K_1 \cdot Re^{K_2} \cdot Pr^{K_3}$$

där K_1 , K_2 och K_3 är konstanter.

I de fortsatta beräkningarna används

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (6.3)$$

för att beskriva värmeöverföringen i det turbulenta fallet och

$$Nu = 3,656 \quad (6.4)$$

för att beskriva Nu i det laminära fallet.

De studerade köldbärarna är samtliga valda så att stelningpunkten skall ligga vid -35 °C. Detta innebär att köldbärarna får koncentrationer enligt tabellen nedan.

| | |
|-------------------|-----------|
| CaCl ₂ | 27 vikt % |
| Metanol | 41 vikt % |
| Etanol | 43 vikt % |
| Etylenglykol | 48 vikt % |

Tabell 6.1 I beräkningarna använda köldbärarens koncentrationer

Mha (6.1), (6.3) och (6.4) har vi alla samband som behövs för att kunna uttrycka värmeövergångskoefficienten, α , som funktion av tryckfallet i röret, Δp .

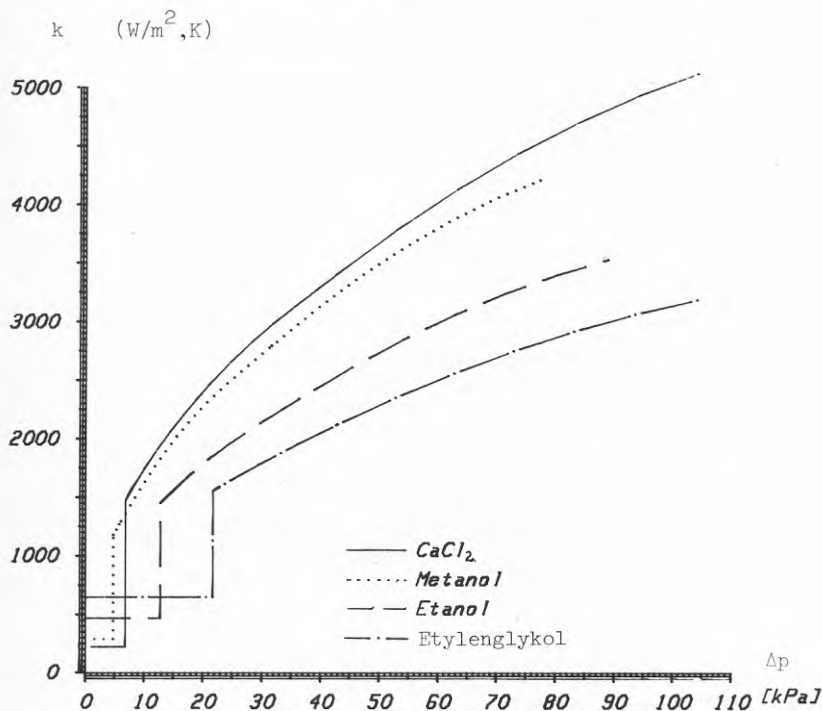


Fig 6.1 Värmeövergångskoefficienten som funktion av tryckfallet i röret. I beräkningarna har använts en brine-medeltemperatur av 0 °C, en innerdiameter på röret av 15 mm samt en rörlängd av 10 m.

Förutom att Fig 6.1 visar α -värdets kraftiga ökning vid övergång från laminär till turbulent strömning, visar den också att α -värdets ökning är relativt långsam vid ytterligare ökning av volymflödet då turbulent strömning redan är uppnådd.

Intressant att notera är skillnaderna i erforderligt tryckfall över röret innan turbulent strömning uppnås. Om ett visst α -värde eftersträvas innebär det att det blir aktuellt med olika storlek på pumparna för olika val av köldbärare.

Vid val av köldbärare vill man även känna till dess värmetransportförmåga.

En karakteristisk temperaturhöjning av köldbäraren över en vindkonvektor är ungefär 5 °C. Om denna temperaturhöjning används tillsammans med en medeltemperatur hos köldbäraren, kan sambandet mellan volymflöde och värmetransportförmåga tas fram.

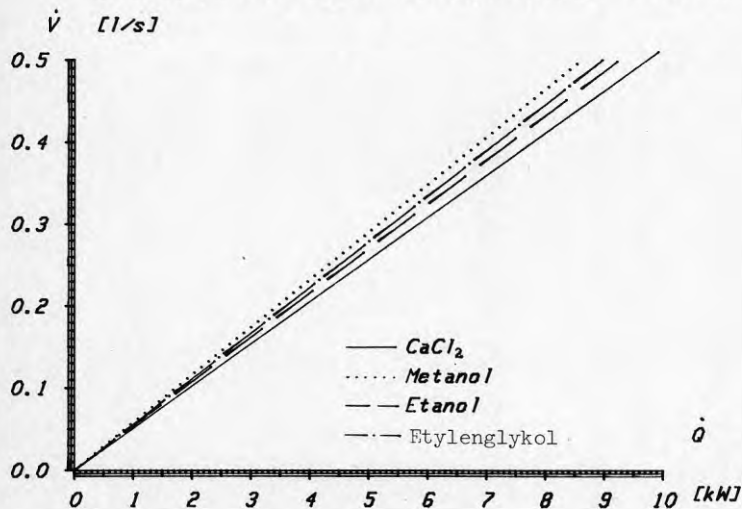


Fig 6.2 Sambandet mellan volymflöde och värmetransportförmåga hos olika köldbärare. Beräknat vid en temperaturhöjning från -2,5 °C till +2,5 °C hos köldbäraren.

Som Fig 6.2 visar är skillnaden i värmetransportkapacitet så liten att den kan bortses från vid val av köldbärare.

Då återstår endast turbulensbenägenhet och tryckfall att beakta vid valet av köldbärare (ur rent teknisk synvinkel).

6.2 Laminär eller turbulent strömning?

För att få en bild av vilka strömningshastigheter som krävs för att uppnå turbulent strömning ($Re > 2300$) vid olika rördiametrar och olika köldbärare, har följande figur tagits fram:

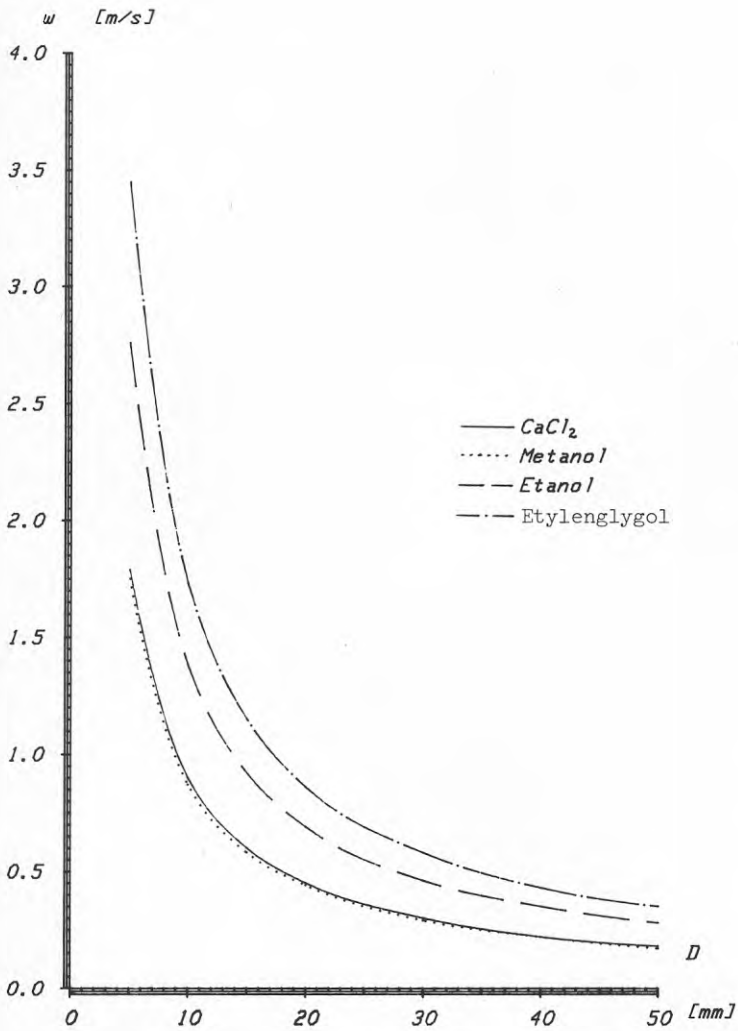


Fig 6.3 Omslagspunkten ($Re = 2300$) för olika köldbärare vid olika rördiametrar. Kinematiska viskositeten är i samtliga fall vald vid $0\text{ }^\circ\text{C}$.

Som synes förekommer det relativt stora skillnader mellan de olika köldbärarna. CaCl_2 slår om från laminär till turbulent strömning först av de undersökta köldbärarna, medan etylenglykol är den minst turbulensbenägna köldbäraren.

För att få en klar uppfattning om de inbördes hastighetskillnader som krävs för turbulent strömning, presenteras skillnaderna relativt CaCl_2 i tabellform nedan.

| Köldblandning | Relativ hastighet |
|------------------|-------------------|
| CaCl_2 | 1 |
| Etylenglykol | 1,92 |
| Etanolblandning | 1,62 |
| Metanolblandning | 1,03 |

Tabell 6.2 Relativhastigheter för turbulent strömning

Tabell 6.2 visar att etylenglykol måste ha ca 2 ggr högre hastighet än CaCl_2 för att turbulent strömning ska uppnås.

Om dessa pumpas med samma pumpverkningsgrad, åtgår enligt (6.1) och (6.2) ca 7 ggr mer pumparbete för att pumpa runt etylenglykol än att pumpa runt CaCl_2 .

Detta kan vara viktigt att tänka på vid val av köldbärare, om turbulent strömning erfordras.

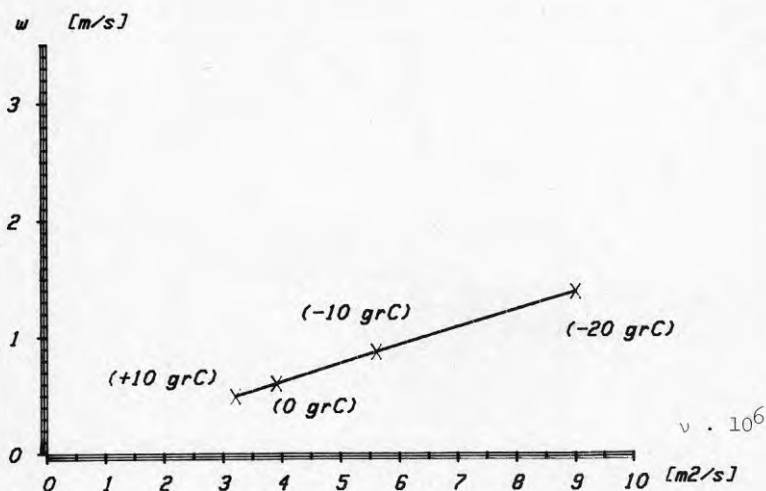


Fig 6.4 Den för turbulent strömning nödvändiga hastigheten vid olika viskositeter (temperaturer) hos CaCl_2 . $D_i = 15$ mm.

Som exempel på temperaturens stora inverkan på viskositeten visas i Fig 6.4 CaCl_2 's nödvändiga hastighet, för att uppnå turbulent strömning.

Fenomenet med ökande viskositet vid sjunkande temperatur innebär att benägenheten för turbulent strömning minskar, när behovet av att konvektorn är effektiv ökar.

Ju lägre utetemperaturen sjunker desto angelägnare blir det att konvektorn är effektiv och kan samla in mycket värme till förångaren. Behovet av turbulent strömning ökar alltså med sjunkande utetemperatur, för att vara som störst vid de lägsta utemperaturer värmepumpen är i drift.

Ifall turbulent strömning önskas blir det en avvägningsfråga hur långt ner i brinetemperatur som den turbulenta strömningen kan bibehållas. En optimering, där merkostnaden för ökat pumparbete och kanske större pump vägs mot vinsten i insamlat värme, kan bli aktuell i vissa fall.

REFERENSER

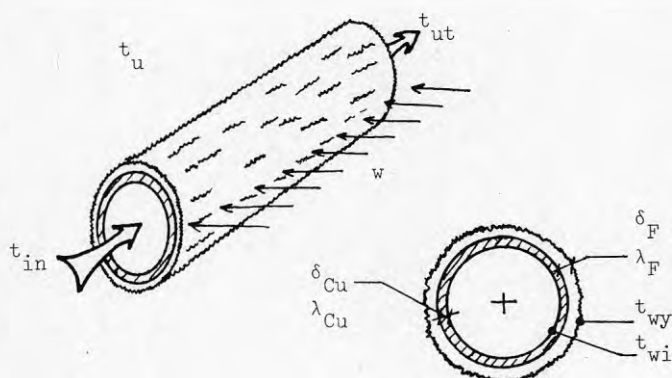
- /1/ VDI-Wärmeatlas. Berechnungsblätter für den Wärmeübergang. Hrsg. vom Verein Deutscher Ingenieure. VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC). 3. Aufl. Dusseldorf VDI-Verl. 1977.
- /2/ Boelter L.M.K., Cherry V.H., Johnson H.A., and Martinelli R.C., Heat Transfer Notes. MKcGraw-Hill book company, 1965.
- /3/ Spante L., Fafco-luftkonvektor. Rapport från Vattenfalls Älvkarlebylaboratorium, 1984.
- /4/ Erfahrungen mit Kollektor-, Energiabsorber- und Wärmepumpenanlagen. Deutsche Sektion der internationalen Gesellschaft für Sonnenenergie (ISES) e.V. Fachtagung Köln, 1. Dezember, 1983.
- /5/ Bäckström M., Kylteknikern, Almqvist & Wiksell. Uppsala, 1970.
- /6/ Krumm W., Fett F.N. und Wozny G., Theoretische und experimentelle Untersuchung eines Kompakt-Energieabsorbers. Elektrowärme in Technischen Ausbau Elektrowärme International Edition A 41 (1983) A4-Juli.
- /7/ ASHRAE Handbook of Fundamentals, American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, INC, New York, 1972.
- /8/ Engström B., Systemteknik och reglerstrategi, VVS-special 3-4, 1983.
- /9/ Dietrich B., Stand und Trend der Entwicklung von Wärmeabsorbers-Systemen, Sonderdruck zur DEBAU, RWE AG, Abt, Anwendungstechnik, Essen, 1981.

BILAGA 1

Påfrysningens betydelse
för värmeöverföringen.

BILAGA 1 Påfrysningens betydelse för värmeöverföringen.

Följande förutsätts gälla:



Ingångsdata:

$t_{in} = -7 \text{ } ^\circ\text{C}$; $\rho_{k\ddot{o}ldb} = 1240 \text{ kg/m}^3$
 $t_u = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$; $L = 12,5 \text{ m}$
 $w = 0 - 10 \text{ m/s}$;
 $\lambda_{Cu} = 395 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$ alt. $0,2 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$
 $\lambda_{FROST} = 0,16 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$ ($\rho_{FROST} = 190 \text{ kg/m}^3$)
 $v_{luft} = 12,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$;
 $v_{k\ddot{o}ldb} = 4 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$;
 $\lambda_{luft} = 0,023 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$
 $\lambda_{k\ddot{o}ldb} = 0,053 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$
 $Pr_{luft} = 0,72$
 $Pr_{k\ddot{o}ldb} = 28$
 $V = 0,005 \text{ l/s}$ alt. $0,075 \text{ l/s}$
 $Cp_{k\ddot{o}ldb} = 2,9 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$

Rörets insida

För beräkning av värmeövergångskoefficienten på rörets insida (köldbärarsidan) användes följande samband.

Turbulent strömning (Re > 2300)

$$\text{Nu} = 0,023 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \quad (\text{B1:1})$$

Laminär strömning (Re < 2300)

$$\text{Nu} = 3,65 \quad (\text{B1:2})$$

För att (B1:2) ska gälla får inre väggytans temperatur inte variera mycket. Detta kommer inte heller att bli fallet pga de små temperaturdifferenser som gäller för hela systemet.

Vidare förutsätts både strömnings- och temperaturfält vara fullt utvecklade.

Rörets utsida

För beräkning av värmeövergångskoefficienten på rörets utsida (luft-sidan) användes följande samband:

Egenkonvektion (w = 0)

$$\text{Nu} = 0,53 \left[\frac{\text{Pr}}{\text{Pr} + 0,952} \cdot \text{Gr} \cdot \text{Pr} \right]^{1/4}$$

Påtvingad konvektion (w > 0)

$$\text{Nu} = 0,43 + C \cdot \text{Pr}^{1/3} \cdot \text{Re}^n \quad (\text{B1:4})$$

där

| Re | C | n |
|---|--------|-------|
| 1 - 4 · 10 ³ | 0,53 | 0,5 |
| 4 · 10 ³ - 4 · 10 ⁴ | 0,193 | 0,618 |
| 4 · 10 ⁴ - 4 · 10 ⁵ | 0,0265 | 0,805 |

För cylindern gäller allmänt att

$$\dot{Q} = (\dot{V} \cdot \rho \cdot c_p)_{\text{köldb}} \cdot (t_{\text{ut}} - t_{\text{in}}) \quad (\text{B1:5})$$

$$\dot{Q} = k \cdot A_m \cdot \theta_m \quad (\text{B1:6})$$

$$\dot{Q} = \alpha_i \cdot A_i \cdot (t_{\text{wi}} - t) \quad (\text{B1:7})$$

$$\dot{Q} = \alpha_y \cdot A_y \cdot (t_u - t_{\text{wy}}) \quad (\text{B1:8})$$

$$\dot{Q} = \left(\frac{1}{\frac{\delta_{\text{Cu}}}{\lambda_{\text{Cu}}} + \frac{\delta_{\text{FROST}}}{\lambda_{\text{FROST}}}} \right) \cdot A_m \cdot (t_{\text{wy}} - t_{\text{wi}}) \quad (\text{B1:9})$$

t_{wi} = inre väggtemperatur mitt i röret $(^{\circ}\text{C})$

t_{wy} = yttre väggtemperatur mitt på röret $(^{\circ}\text{C})$

t = köldbärartemperatur vid $L/2$ $(^{\circ}\text{C})$

$$\text{Re}_y = \frac{w D_y}{v_{\text{luft}}} \quad (\text{B1:10})$$

$$\text{Re}_i = 4 \cdot \frac{\dot{V}_{\text{köldb}}}{\pi \cdot v_{\text{köldb}} \cdot D_i} \quad (\text{B1:11})$$

$$\text{Gr} = \frac{g \cdot \beta \cdot (t_u - t_{\text{wy}}) \cdot D_y^3}{v_{\text{luft}}^2} \quad (\text{B1:12})$$

$$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot D}{\lambda} \quad (\text{B1:13})$$

Areorna skrivs som:

$$A_i = \pi \cdot D_i \cdot L \quad (\text{konstant}) \quad (\text{B1:14})$$

$$A_y = \pi \cdot (D_y + 2 \cdot \delta_{\text{FROST}}) \cdot L \quad (\text{B1:15})$$

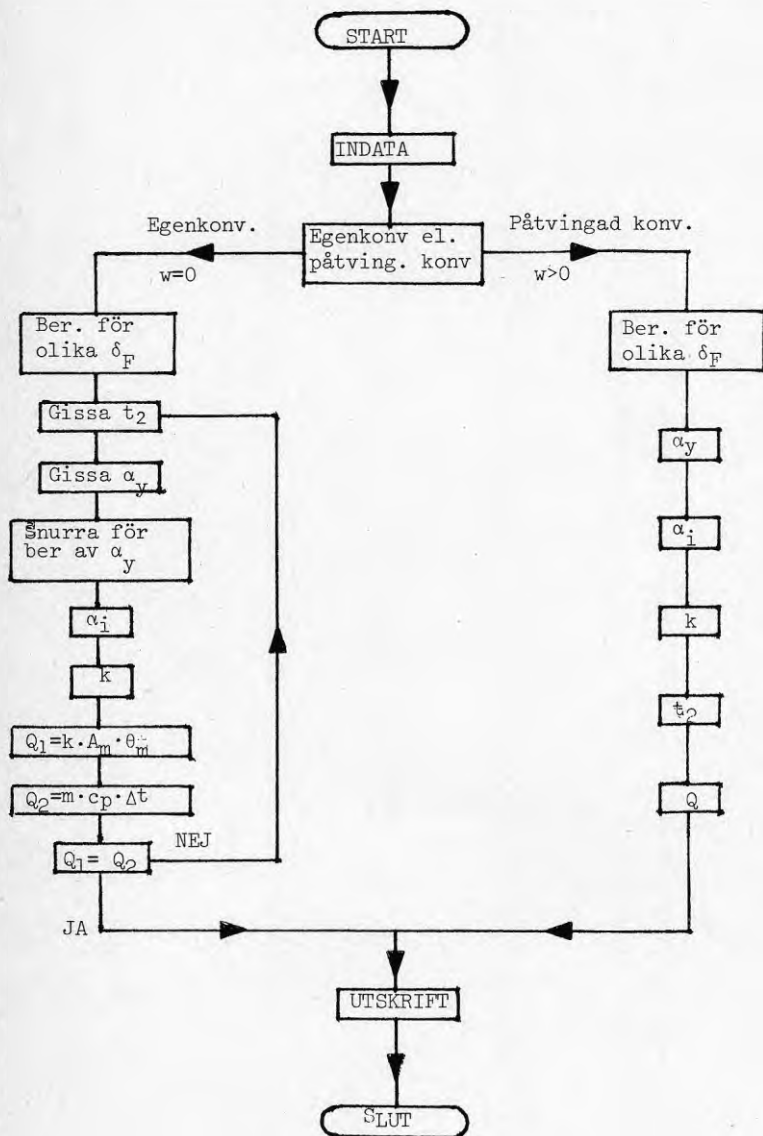
$$A_m = (A_i + A_y) / 2 \quad (\text{B1:16})$$

Med nedanstående uttryck för värmegenomgångskoefficienten finns allt som krävs för att kunna beräkna hur värmeöverföringen påverkas av påfrysningen på röret.

$$\frac{1}{k} = \frac{(D_y + 2 \cdot \delta_F)}{D_i \cdot \alpha_i} + \frac{(D_y + 2 \cdot \delta_F) \cdot \ln\left(\frac{D}{D_i}\right)}{2 \cdot \lambda_{cu}} + \frac{(D_y + 2 \cdot \delta_F) \cdot \ln\left(\frac{D + 2 \cdot \delta_F}{D_y}\right)}{2 \cdot \lambda_F} + \frac{1}{\alpha_y} \quad (B1:17)$$

FLÖDESSCHEMA

Programmet tar inte hänsyn till något annat än värmeöverföringen pga konvektion.



PROGRAMLISTNING

```

1      !
2      !
3      !
4      !
5      !
6      !
7      ! #####
8      ! #
9      ! #
10     ! # Program for beräkning av värmeöverföringen som funktion av #
20     ! # påfrysning och vindhastighet, för ett horisontellt rör #
30     ! #
40     ! # Programmerare: P-E Nilsson, Installationsteknik Chalmers #
50     ! #
51     ! #
60     ! #####
61     !
62     !
63     !
64     !
65     !
66     !
70     FIXED 4
80     OPTION BASE 1
81     !
82     !
90     !
100    ! ***** Datasatser *****
101    !
102    !
110    !
120    DATA 12.5,.007,.008,0,-7,1240,2900,.005E-3,.53
130    READ L,Di,Dy,Tu,T1,Rav,Cpv,V,Lav
140    DATA 0.2,.25,.023,12.5E-6,4E-6,.72,28
150    READ Lac,Laf,Lal,Nyl,Nyv,Pr1,Prv
160    Ri=PI*Di*L
161    !
162    !
170    !
180    ! ***** Inläsning av diverse indata *****
181    !
182    !
190    !
200    PRINT
210    PRINT
220    PRINT
230    PRINT "ANGE VINDHASTIGHET (m/s) "
240    INPUT W
250    PRINT
260    PRINT "ANGE MAX ISTJOCKLEK (m) "
270    INPUT Max
280    PRINT
290    PRINT "I HUR STORA INTERVALL BYGGS ISEN PÅ (m) ? "
300    INPUT X
310    PRINT
320    PRINT "VINDHAST =";W
330    PRINT "PAFRYSN (m)", "T2", "K", "Q"
340    !
341    !
350    ! ** Kontroll av egenkonvektion eller påvingad konvektion ****
351    !
360    !
370    IF W>0 THEN 730
380    !

```

```

381 !
382 !
390 ! ***** EGENKONVEKTION *****
391 !
392 !
400 !
410 FOR Delf=0 TO Max STEP X
420   Ay=PI*(Dy+2*Delf)*L
430   Am=(Ai+Ay)/2
440   T2=T1+.5
450   Alfay1=15
460   Alfay=Alfay1
470   K5=1/((Dy-Di)/2/Lac+Delf/Laf)
480   Twi=(T1+T2)/2
490   Twy=(Alfay*Ay*Tu+Twi*Am*K5)/(K5*Am+Alfay*Ay)
500   Gr=9.81*(Tu-Twy)*(Dy+2*Delf)^3/Ny1/Ny1/(273+(Tu+Twy)/2)
510   Alfay1=.53*Lal/(Dy+2*Delf)*(Pr1*Pr1*Gr/(Pr1+.952))^.25
520   IF ABS(Alfay-Alfay1)>.001 THEN 460
530   Rei=4*V/PI/Nyu/Di
540   IF Rei>2300 THEN 570
550   Alfai=3.65*Lav/Di
560   GOTO 580
570   Alfai=.023*Rei^.8*Prv^.4*Lav/Di
580   K1=(Dy+2*Delf)/Di/Alfai
590   K2=(Dy+2*Delf)/2/Lac*LOG(Dy/Di)
600   K3=(Dy+2*Delf)/2/Laf*LOG((Dy+2*Delf)/Dy)
610   K4=1/Alfay
620   K=1/(K1+K2+K3+K4)
630   Q1=K*Am*(T2-T1)/LOG((Tu-T1)/(Tu-T2))
640   Q2=V*Ray*Cpv*(T2-T1)
650   IF ABS(Q1-Q2)<.001 THEN 680
660   T2=(Q1+Q2)/2/V/Rav/Cpv+T1
670   GOTO 480
680   PRINT
690   PRINT Delf,T2,K,Q2
700 NEXT Delf
710 GOTO 1100
711 !
712 !
720 !
730 ! ***** PATVINGRAD KONVEKTION *****
731 !
732 !
740 !
750 FOR Delf=0 TO Max STEP X
760   Ay=PI*(Dy+2*Delf)*L
770   Am=(Ai+Ay)/2
780   Rey=W*(Dy+2*Delf)/Ny1
790   IF Rey<4000 THEN 820
800   IF Rey<40000 THEN 850
810   IF Rey<400000 THEN 880
820   C=.53
830   N=.5
840   GOTO 900
850   C=.193
860   N=.618
870   GOTO 900
880   C=.0265
890   N=.805
900   Alfay=(.43+C*Pr1^(1/3)*Rey^N)*Lal/(Dy+2*Delf)

```

```
910      Rei=4*V/PI/Nyu/Di
920      IF Rei>2300 THEN 950
930      Alfai=3.65*Lav/Di
940      GOTO 960
950      Alfai=.023*Rei.8*Prv.4*Lav/Di
960      K1=(Dy+2*De1f)/Di/Alfai
970      K2=(Dy+2*De1f)/2/Lac*LOG(Dy/Di)
980      K3=(Dy+2*De1f)/2/Laf*LOG((Dy+2*De1f)/Dy)
990      K4=1/Alfay
1000     K=1/(K1+K2+K3+K4)
1010     C1=K*Am/V/Rav/Cpv
1020     T21=Tu-1
1030     T2=T21
1040     T21=T1+C1*((T2-T1)/LOG((Tu-T1)/(Tu-T2)))
1050     IF ABS(T2-T21)>.0001 THEN 1030
1060     Q=V*Rav*Cpv*(T2-T1)
1070     PRINT
1080     PRINT De1f, T2, K, Q
1090 NEXT De1f
1100 END
```


BILAGA 2

Teoretisk betraktelse av temperaturfallet mellan köldbärare och temperaturficka.

BILAGA 2 Teoretisk betraktelse av temperaturfallet mellan köldbärare och temperaturficka

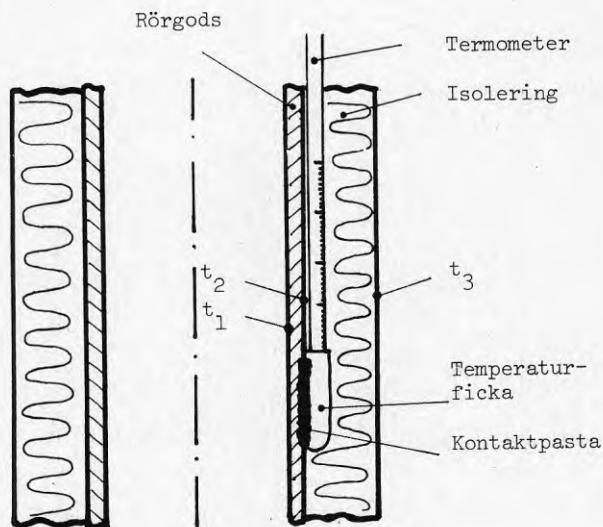


Fig B2.1 Temperaturfickas placering på rör samt beteckningar för fortsatta beräkningar

För att kunna kontrollera temperaturändringen genom väggen antas följande:

| | |
|------------------------|---|
| Vindhastighet, | $w = 5 \text{ m/s}$ |
| Utetemperatur, | $t_u = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ |
| Köldb.temperatur, | $t_b = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ |
| Köldb.flöde, | $V_b = 0,5 \text{ l/s}$ |
| Stålrörets diameter, | $d_i/d_y = 32/34 \text{ mm}$ |
| Isoleringens tjocklek, | $\delta_{\text{isol}} = 20 \text{ mm}$ |
| Värmeledningsförmåga | $\lambda_{\text{stål}} = 45 \text{ W/m }^\circ\text{C}$ $\lambda_{\text{isolering}} = 0,04 \text{ W/m }^\circ\text{C}$ |

Allmänt gäller:

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= k \cdot A_m \cdot (t_u - t_b) = \alpha_i \cdot A_i \cdot (t_1 - t_b) = \alpha_y \cdot A_y \cdot (t_u - t_3) = \\ &= \frac{\lambda_{\text{stål}}}{\delta_{\text{stål}}} \cdot A_{m1-2} \cdot (t_2 - t_1) = \frac{\lambda_{\text{isol}}}{\delta_{\text{isol}}} \cdot A_{m2-3} \cdot (t_3 - t_2) \end{aligned} \quad (\text{B2.1})$$

För vätskesidan gäller med givna data:

$$Re = 6400, \quad Pr = 20,2, \quad \lambda = 0,54 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

Vid framtagande av α_i används följande ekvation:

$$Nu = 0,116(Re^{2/3} - 125)Pr^{1/3} \cdot [1 + (\delta/\ell)^{2/3}] = \frac{\alpha_i \cdot d_i}{\lambda_v} \quad (\text{B2.2})$$

Omskrivning och förenkling av (B2.2) medför:

$$\alpha_i = \frac{\lambda_v}{d_i} \cdot 0,116(Re^{2/3} - 125) \cdot Pr^{1/3} \quad (\text{B2.3})$$

Med värden insatta ger (B2.3) att $\alpha_i = 1171 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

För luftsiden gäller:

$$Re = 12\,857, \quad Pr = 0,72, \quad \lambda = 0,0248 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

Vid framtagande av α_y används följande ekvation:

$$Nu = 0,193 \cdot Re^{0,618} \cdot Pr^{0,31} \cdot [0,785 \cdot \frac{t_3}{t_u}]^{0,618/4} = \frac{\alpha_y \cdot d_y}{\lambda_\ell} \quad (\text{B2.4})$$

Detta ger ett uttryck på α_y enligt:

$$\alpha_y = \frac{\lambda_\ell}{d_y} \cdot 0,193 \cdot Re^{0,618} \cdot Pr^{0,31} \cdot [0,785 \cdot \frac{t_3}{t_u}]^{0,618/4} \quad (\text{B2.5})$$

Bestäm nu mha passningsräkning temperaturen på rörets luftberörda sida (t_3).

För passningsräkningen används (B2.1) tillsammans med (B2.6).

$$\frac{1}{k} = \frac{r_y}{r_i \alpha_i} + \frac{r_y \ln(\frac{r_2}{r_i})}{\lambda_s} + \frac{r_y \ln(\frac{r_y}{r_2})}{\lambda_{is}} + \frac{1}{\alpha_y} \quad (\text{B2.6})$$

Passningsräkningen går till på följande vis:

1. Gissa t_3
2. Beräkna α_y
3. Beräkna k
4. Beräkna t_3
5. Jämför beräknat t_3 med gissat t_3
6. Gissa nytt t_3

Efter räkningarna konstateras att $t_3 = 9,5 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Mha (B2.1) fås att $t_2 = 0,019 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Under givna förutsättningar gäller att temperaturändringen i väggen ser ut enligt nedanstående figur.

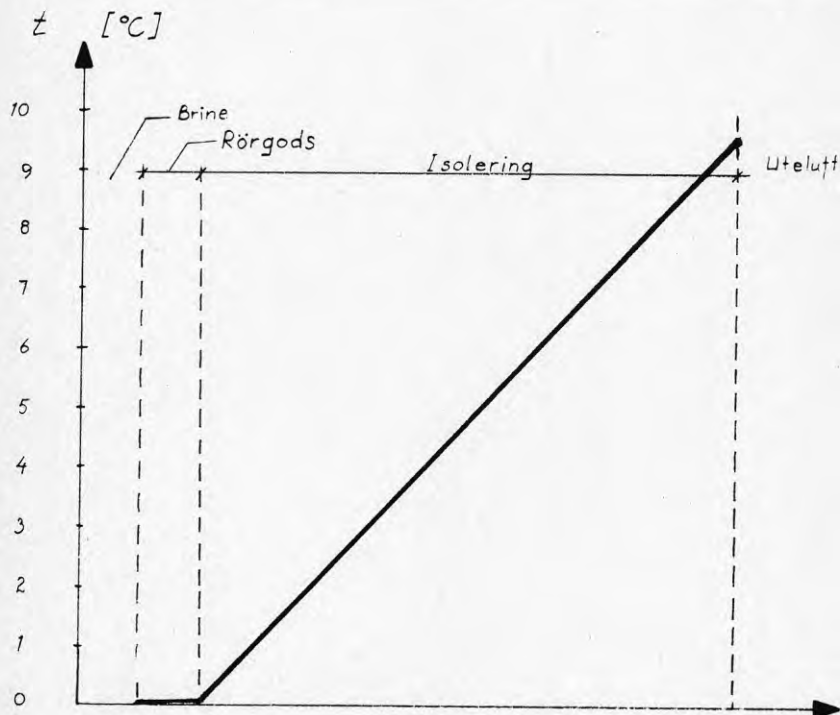


Fig B2.2 Temperaturfallet genom rörvägg, från brine till uteluft

Här kan alltså konstateras att endast 0,2 % av totala temperaturfallet har ägt rum fram till t_2 . Hela 93,1 % av temperaturfallet äger rum genom isoleringen.

Med användande av en termometer som kalibrerats till en felvisning inom $\pm 0,1$ °C, innebär det att om köldbärartemperaturen mäts mha t_2 kommer det "lilla felet" att ligga långt inom felmarginalen eller "felet" är med andra ord helt försumbart och t_2 kan sägas vara lika med t_b .

BILAGA 3

Fotografier från mätningarna,
visande olika konvektorplac-
eringar, avfrostningssekvenser
mm.

BILAGA 3 Fotografier från mätningarna, visande olika konvektor-
placeringar, avfrostningssekvenser mm.



Fig B3.1 Alternativ placering av vindkonvektor



Fig B3.2 Alternativ placering av vindkonvektor



Fig B3.3 Alternativ placering av vindkonvektor

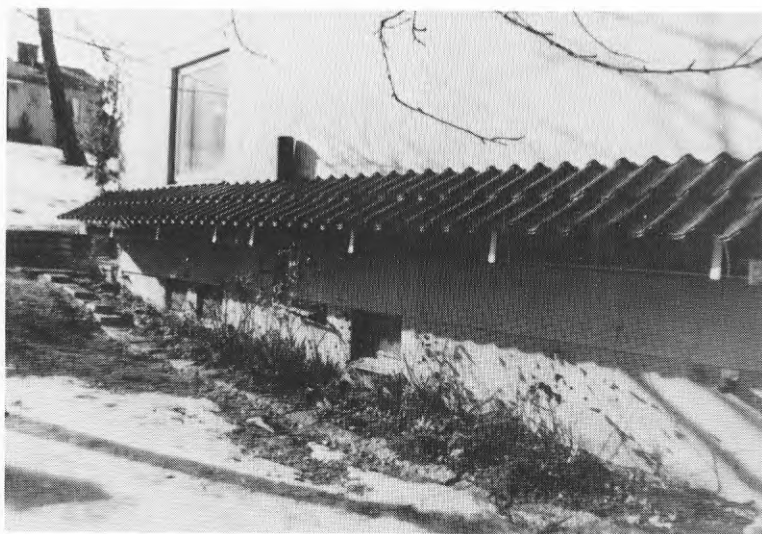


Fig B3.4 Alternativ placering av vindkonvektor

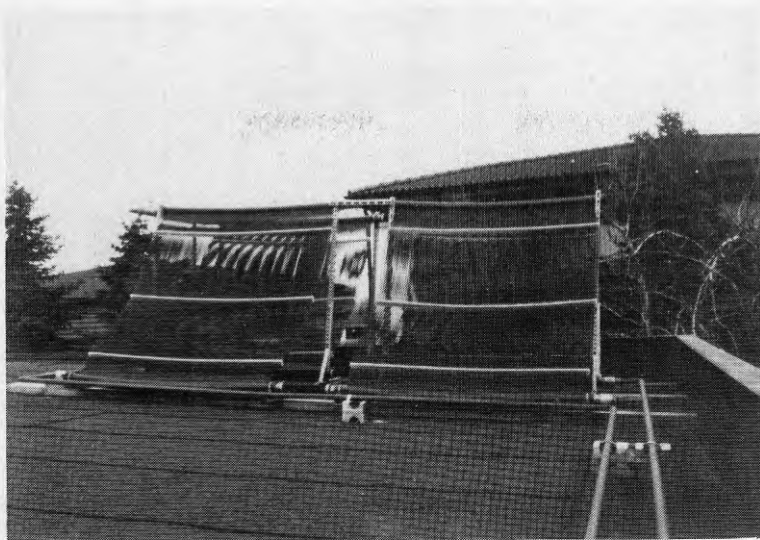


Fig B3.5 Ett par FAFCO-vindkonvektorer stående på ett garagetak

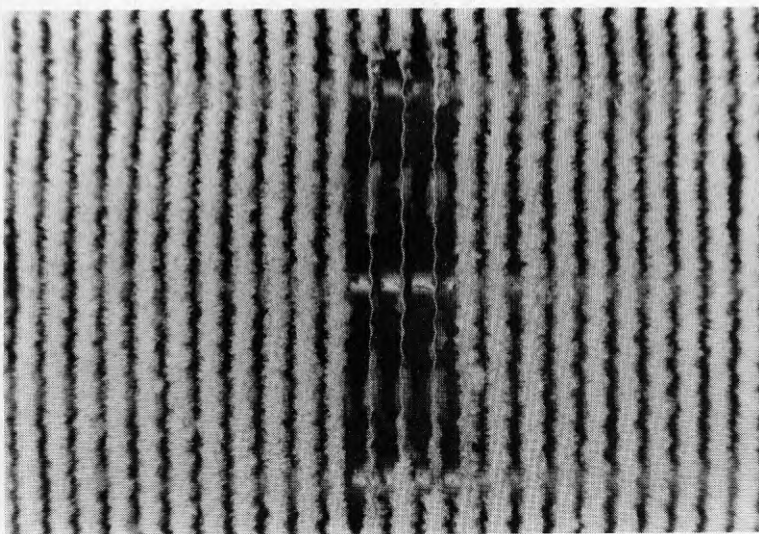


Fig B3.6 Rimfrost på flänsbatteri. Här ses tydligt att rimfrosten växer på konvektorn i form av "dendriter" och därmed får en mycket luftig karaktär.

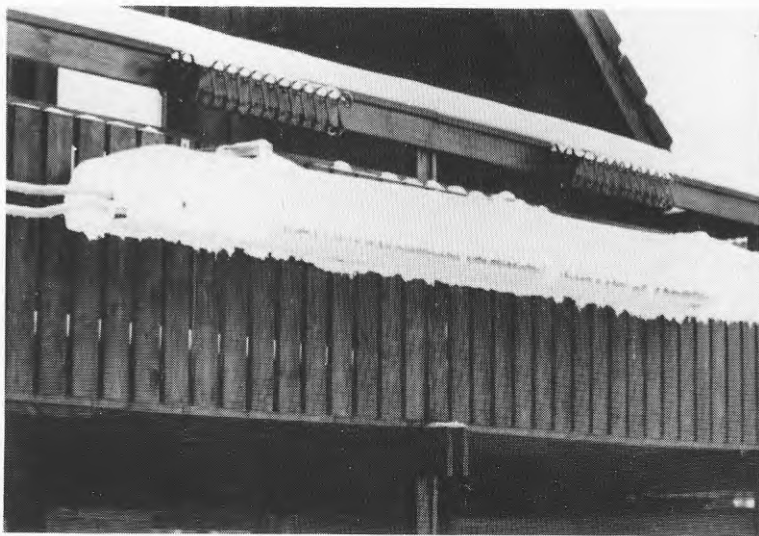


Fig B3.7 Ett flänsbatteri där avfrostningen inte fungerade.
Föll sedemera till marken pga tyngden av snö och is.

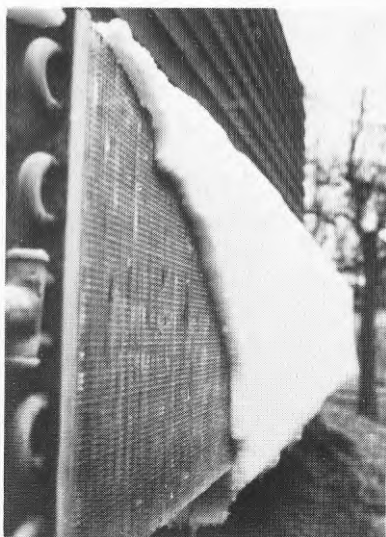


Fig B3.8 Helt tätt flänsbatteri där frosten lagt sig på ytan.
Frosten är porös utåt, men närmast konvektorn har
det bildats iskristaller pga att den rimfrosten
under avfrostningsfasen har värmts upp för att sedan
frysa igen.

Avfrostningsförlopp

Nedan följer en bildserie som visar avfrostningsförloppet hos ett cylinderstaket. Avfrostningen sker med den sk långsamma metoden, genom att 12 kW eleffekt kontinuerligt tillförs brine-lösningen under avfrostningsförloppet. Bilderna är tagna med 10 minuters intervall.



Fig B3.9 Avfrostning av cylinderstaket. Initialskedet.



Fig B3.10 Avfrostning av cylinderstaket.



Fig B3.11 Avfrostning av cylinderstaket.

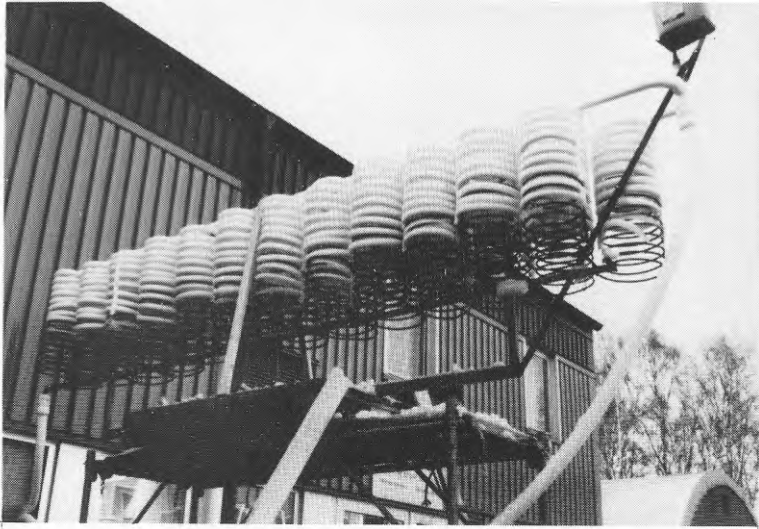


Fig B3.12 Avfrostning av cylinderstaket.

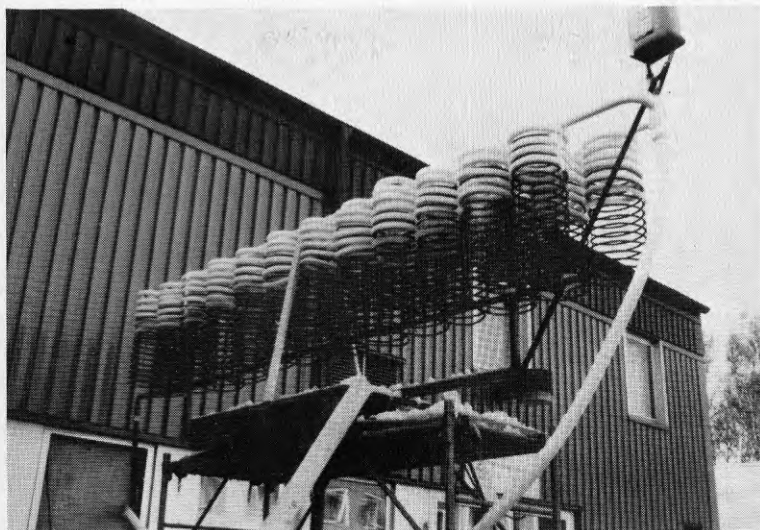


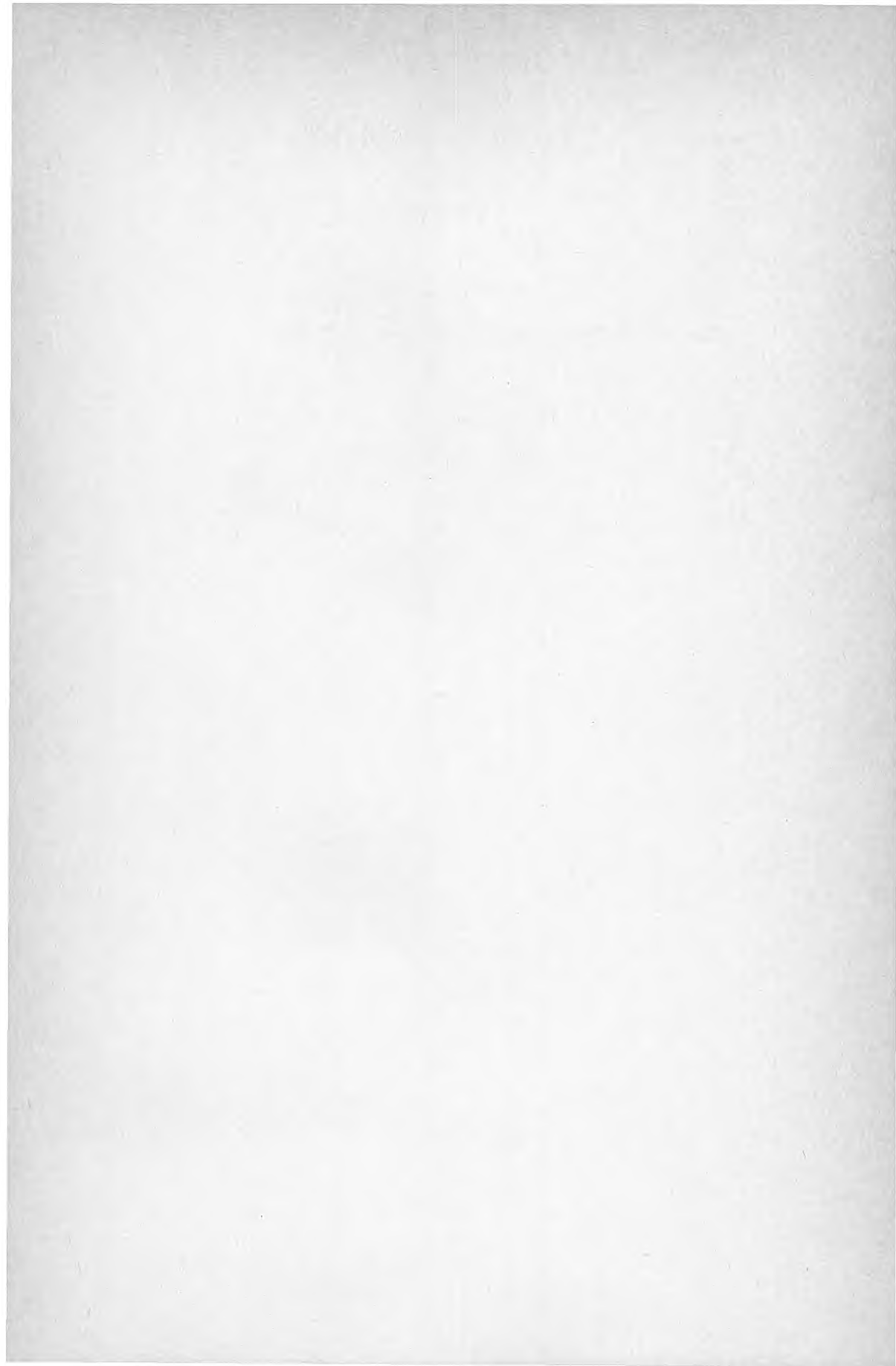
Fig B3.13 Avfrostning av cylinderstaket



Fig B3.14 Avfrostning av cylinderstaket



Fig B3.15 Avfrostning av cylinderstaket



**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 831170-4
från Statens råd för byggnadsforskning till Avdelningen
för installationsteknik, Chalmers tekniska högskola,
Göteborg.**

R35: 1985

ISBN 91-540-4343-3

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

**Art.nr: 6705035
Ingår ej i abonnemang**

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

Cirka pris: 35 kr exkl moms