



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

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



**Rapport**

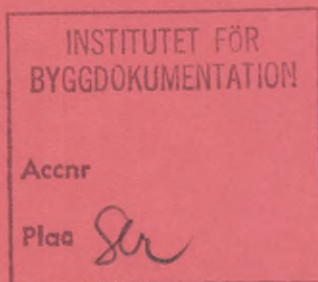
**R109:1985**

# **Vertikal termosifonförångare**

**Undersökning av värmeövergång  
och köldmediecirulation**

**Anders Karström**

*K  
01/85*



**Byggeforskningsrådet**

R109:1985

VERTIKAL TERMOSIFONFÖRANGARE

Undersökning av värmeövergång och köldmediecirulation

Anders Karström

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 820919-8 och 841139-5 från Statens råd för byggnadsforskning till Inst. för Mekanisk värmeteori och kylteknik, KTH, Stockholm.

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

R109:1985

ISBN 91-540-4439-1

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Liber Tryck AB Stockholm 1985

## INNEHALL

1	FÖRORD .....	5
2	SAMMANFATTNING .....	6
3	FÖRÄNGARKONSTRUKTIONEN .....	8
3.1	Provobjekt .....	8
3.2	Fallrördimensioner .....	11
3.3	Vätskeavskiljaren .....	12
4	FÖRSÖKSANLÄGGNING .....	14
4.1	Utvändig matning .....	14
4.2	Invändig matning .....	16
4.3	Strilförångaren .....	17
5	FÖRSÖKSUTRUSTNING, FÖRSÖKSBETING- ELSER OCH FÖRSÖKENS GENOMFÖRANDE .....	18
5.1	Försöksutrustning .....	18
5.1.1	Utvändig matning .....	18
5.1.2	Invändig matning .....	20
5.1.3	Strilförångaren .....	20
5.2	Försöksbetingelser .....	21
5.3	Försökens genomförande .....	22
6	BEARBETNING AV MÄTDATA .....	23
6.1	Värmeövergången .....	23
6.1.1	Värmeövergångstalet hänfört till vätskeavskiljarens tryck .....	23
6.1.2	Ekvivalent värmeövergångstal .....	24
6.1.3	Lokalt värmeövergångstal .....	26
6.1.4	Strilförångarens värmegenom- gångstal .....	27
6.2	Köldmediecirkulationen .....	27
6.2.1	Massflödet .....	27
6.2.2	Cirkulationstalet .....	27
6.3	Karakteristisk längd i förångartvärsnittet .....	28
7	KÖLDMEDIECIRKULATIONEN .....	29
7.1	Allmänt .....	29
7.1.1	Jämviktsvillkor .....	29
7.1.2	Flödesmodeller vid vertikal strömning uppåt .....	32
7.2	Resultat .....	33
7.2.1	Allmänt .....	33
7.2.2	Smal förångarspalt .....	34
7.2.3	Bred förångarspalt .....	36
7.2.4	Förångarrör med invändig ytförstoring .....	37
8	VÄRMEÖVERGÅNGEN .....	40
8.1	Allmänt .....	40
8.2	Resultat .....	40
8.2.1	Utvändig matning av köldmediet .....	40
8.2.1.1	Slätt förångarrör .....	40
8.2.1.2	Rör med invändig ytförstoring .....	46
8.2.1.3	Inverkan av cirkulationstal och tryck- fall i förångaren vidare belyst .....	55

8.2.2	Invändig matning av köldmediet.....	61
8.2.3	Värmegenomgångstalet för stril- förångaren.....	64
9	FELKÄLLOR.....	66
	LITTERATUR.....	68

Värmepumpar med sjövattnen som värmekälla utförs ofta med strålförångare. I praktisk drift finns förångare som består av vertikala plattor (eller rör) där vattnet, som tillförs plattornas (rörens) övre del, får strömma i form av en fallande film utmed ytan. Köldmediet förångas inuti plattorna (rören) och cirkuleras genom så kallad termosifonverkan.

Anders Karström har vid Institutionen för Mekanisk värmeteori och kylteknik, KTH genomfört prov på termosifonförångare som han här redovisar.

Ett syfte med proven har varit att ge ett bidrag till ett förbättrat dimensioneringsunderlag för förångare av den beskrivna typen med vertikala rör. Speciellt har arbetet inriktats på värmeövergång och strömningsförhållanden på köldmediesidan. Som köldmedium har R 12 använts. Flera olika rörgeometrier har provats.

Ett andra syfte med proven har varit att undersöka egenskaperna för en förångare utförd enligt en konstruktionsidé där förångarrören förses med invändig matning. Externa fallrör och anslutningar i förångarrörens botten elimineras härigenom. Från vätskeavskiljaren, där rörens övre ände mynnar, leds i stället köldmedievätskan till förångarrörets botten genom ett enkelt, tunnväggigt fallrör i varje rör. Denna konstruktionsprincip - som visade sig fungera på avsett sätt - ger möjlighet att utföra förångarrören med en fri nedre ände. Med hänsyn till bland annat rengöring samt avrinning av vatten (nära fryspunkten) torde detta vara en fördel. I rapporten redovisas resultat från prov på en modellförångare av den beskrivna typen.

Stockholm i mars 1985

Eric Granryd

En förångarkonstruktion avsedd att utvinna värme ur sjövattnen vid värmepumpsprocesser har provats. Arbetet har inriktats speciellt på värmetransport och massflöde på köldmediesidan. Köldmediet har genomgående varit R 12.

Enligt en konstruktionsidé som provats tillförs köldmediet förångaren via ett inre fallrör medförande att köldmediet avkokar i en spalt. Ett invändigt fallrör i förångarröret innebär följande fördelar gentemot utvändig matning:

- Varje förångarrör matas via ett separat fallrör innebärande att risken för ojämn köldmediefördelning mellan rören minskas.
- Konstruktionen innebär att förångarens nedre ände är fri vilket torde erbjuda praktiska fördelar vid avlägsnandet av eventuell bildad is, smuts eller liknande som kan nedsätta förångarens prestanda.

Köldmediecirkulationen har upprätthållits med hjälp av själv-cirkulation, så kallad termosifonverkan.

Försöksobjekt har vid bestämning av köldmediesidans värmeövergångstal, köldmedieflödet och dess inverkan på värmeövergången utgjorts av:

- Ett slätt kopparrör där köldmediet matats via ett yttre eller ett inre fallrör.
- Ett kopparrör med en ytförstorande insats av aluminium på köldmediesidan, matat via ett yttre fallrör.

Försöksobjektens dimensioner redovisas i tabell 3.1.

Resultat beträffande värmeövergången redovisas i form av diagram där värmeövergångstalet avsatts mot ytbelastningen. Resultatet pekar på ett uttalat ytbelastningsberoende hos värmeövergångstalet. För de släta rören synes värmeövergångstalet hänfört till utloppet,  $\alpha^*$ , vara oberoende av förångarspaltens geometri. Värmeövergångstalet är av storleksordningen  $1750 \text{ W/m}^2, \text{K}$  vid en ytbelastning, av  $\dot{q} = 10 \text{ kW/m}^2$  och ungefärligen  $1100 \text{ W/m}^2, \text{K}$  då  $\dot{q} \approx 5 \text{ kW/m}^2$ .

För det invändigt ytförstorade röret har uppmätts värmeövergångstal större än de som erhöles vid försök med släta rör. Med aluminiumprofilen inbegripen i den värmeöverförande ytan erhöles värmeövergångstal, av storleksordningen  $1400 \text{ W/m}^2, \text{K}$  vid en ytbelastning av  $5 \text{ kW/m}^2$ , och cirka  $900 \text{ W/m}^2, \text{K}$  vid  $\dot{q} = 2,5 \text{ kW/m}^2$ .

Mellan mätdata från försök med släta förångarrör och en teori för värmetransporten föreslagen av Rohsenow (1953) erhöles god överensstämmelse. Vid jämförelse med en korrelation för horison-  
tella rör, angiven av Pierre (1969), konstaterades att för försök där köldmediet avkokade i ett rent förångarrör, respektive i en bred spalt, så anger korrelationen även värmeövergången i ver-  
tikala rör relativt väl.



För köldmedieflödet redovisas resultatet i form av dels totala massflödet, dels cirkulationstalet (=förhållandet mellan totalt massflöde och ångmassflöde) som funktion av ytbelastningen.

Köldmedieflödets inverkan på värmeövergången presenteras i form av värmeövergångstalet som funktion av cirkulationstalet med ytbelastningen som parameter.

Slutligen byggdes en modell av en strilförångare som matades via ett inre fallrör och som hade en ytförstorande insats på köldmediesidan. Resultat från försök med denna konstruktion redovisas i form av ett värmegenomgångstal som funktion av ytbelastningen. Med en temperatursänkning på vattnet av cirka  $1,8^{\circ}\text{C}$  så erhöles, vid en ytbelastning av  $7,5 \text{ kW/m}^2$ , en medeltemperaturdifferens av  $6,2^{\circ}\text{C}$  då förångningstemperaturen hänförs till förångarutloppet. Detta motsvarar ett värmegenomgångstal på  $1200 \text{ W/m}^2\text{K}$ , hänfört till rörets ytteryta.

Till skillnad från "konventionella" termosifonförångare matas den här konstruktionen via ett fallrör placerat inuti förångarröret, se fig 3.1.

När värme tillförs det yttre röret kommer köldmediet i förångarspalten att koka av. Därigenom uppkommer en densitetsskillnad mellan köldmedievätskan i fallröret och ångvätskeblandningen i spalten, medförande en köldmediecirkulation enligt pilarna i fig 3.1.

Med förångarrörets geometri given kommer fallrörets geometri (diameter) att påverka köldmedieflödet genom förångaren och därmed även påverka värmeövergången, mera därom i avsnitt 7 och 8.

Idéen att använda ett inre fallrör innebär att förångaren har en fri nedre ände. Detta torde erbjuda praktiska fördelar gentemot att mata förångaren med köldmedium via ett utvändigt fallrör. Bland annat kan vattnet med denna konstruktion frysa på förångaren utan risk för att denna skadas. Den bildade isen är också i och med konstruktionen lätt att avlägsna från förångaren. Förångaren är även lätt att göra ren från smuts och dyl som kan nedsätta dess prestanda.

### 3.1 Provobjekt

Provobjektens dimensioner framgår av fig 3.2 och tabell 3.1. Prov gjordes med både invändig och utvändig matning av köldmediet. Vid utvändig matning belastades förångaren med en köldbärarkrets, se fig 4.1. Förångaren belastades dels med ovan nämnda köldbärarkrets, dels via bestriking av rörytterytan med en vattenfilm vid försök med invändig matning av köldmediet.

Förångarröret var 2120 mm långa varav 1500 mm av röret värmebelastades. Resterande del, 620 mm, utgjordes alltså av stigarrör varav 230 mm befann sig inuti vätskeavskiljaren. Ett så långt stigarrör har naturligtvis en negativ effekt i det att tryckfallet över förångaren ökar vilket medför att förångningstemperaturen hänförd till utloppet, dvs i vätskeavskiljaren, sjunker. Orsaken till att ett så pass långt stigarrör byggdes in låg i konstruktionen av vätskebehållare i samband med prov av en strilförångare, se fig 3.3. Genom att ha lika långt stigarrör för "brinekretsbelastade" geometrier erhöles samma förångarhöjd för samtliga provobjekt.

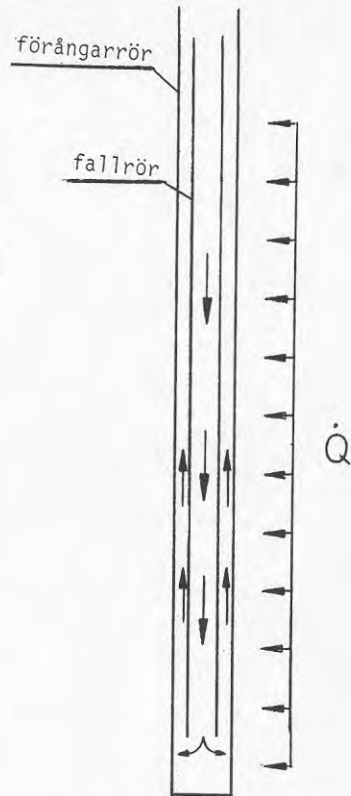


Fig 3.1

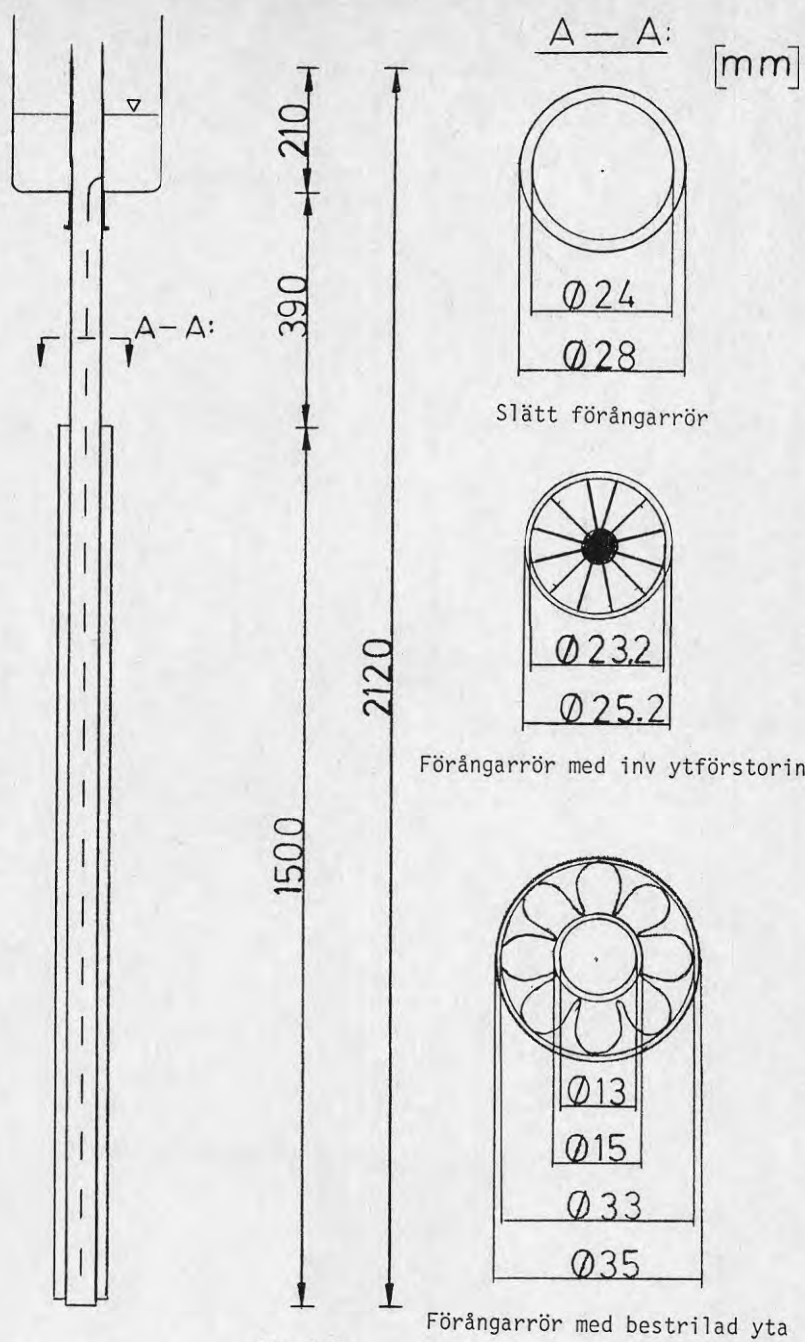


Fig 3.2

Förångarrör med bestriklad yta

Förångarrör 1)		Vätskematning		Hydr. diam. förå.spalt	Ytförstoring	Värmetillförsel	Förångningstemp	Köldmedium
Total längd [mm]	Förångartvårsnitt [mm]	Typ	Inv.diameter fallrör [mm]	[mm]	$A_{tot}/A_o$		[°C]	
2100	24/-	utv.	24	24	ingen	Vatten i motströmcirk.	0	R 12
	24/6	utv.	24	18				
		inv.	4	18				
	24/20	utv.	24	18				
		inv.	16	4				
	23,2/A1-profil	utv.	24	3,3	4.0			
33/Cu-profil	inv.	13						
33/Cu-profil		4	4,83	4.56	Vattenfilm			

1) I samtliga fall är uppvärmd längd = 1500 mm. Vid utvändigt matning är fallrörets längd 1920 mm, vid invändig matning 1870 mm.

Tabell 3.1

I fig 3.3 är konstruktionen för bestriking av förångaren redovisad.

Genom att variera nivån i vattenbehållaren kan olika massflöden över förångarröret erhållas. Förångarröret har vidare skarvats med en reducerad muff så att olika utloppsareor erhålls genom att hela vattenbehållaren flyttas längs stigarledningen.

\*

I ett examensarbete av A. Karström och J. Löfstedt utfört vid Inst. för Mekanisk värmeteori och kylteknik, KTH, provades förångarlängderna 1,5 m och 4 m. För värmeövergångstalet på köldmediesidan, hänfört till förångarutloppet, erhöles ingen skillnad mellan de olika förångarlängderna.

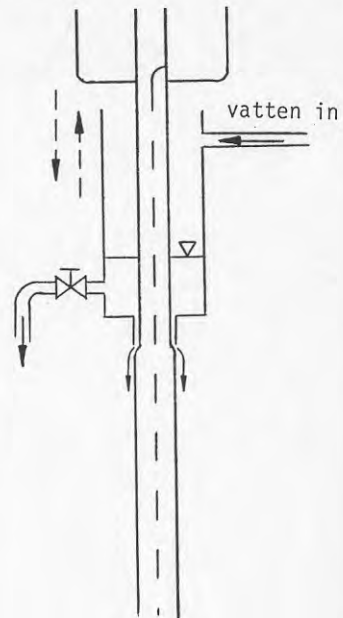


Fig 3.3

Samtliga rör har varit tillverkade av koppar.

Det ytförstorade röret som användes vid prov med utvändig matning hade en ytförstorande insats av aluminium. Denna bestod av en stjärnliknande profil, se fig 3.2, därtill utförd med en vridning.

Ytförstoringen i det dubbelrör som användes i strilförångaren bestod av ett veckat kopparband, se fig 3.2, som vridits i spiral och löts fast på det inre av de två rören.

### 3.2 Fallrördimensioner

De vid försöken använda fallrören vid försök med släta förångarrör har dimensionerna  $(d_y/d_i)_{\text{fallrör}} = (20/16)$  respektive  $(6/4)$  mm.

Dimensionerna har valts med tanke på de två ytterlighetsfall de representerar beträffande geometrin hos den förångarspalt de tillsammans med förångarröret bildar. Ett grovt fallrör kommer att innebära en stor trycklucka över förångaren då strömningsförlusterna i fallröret kommer att vara små. Samtidigt bildar förångarrör och fallrör en smal förångarspalt vilket leder till ett högt strömningsmotstånd över förångaren. Ett smalt fallrör innebär större strömningsförluster i fallröret och därmed ett lägre tryckfall över själva förångaren. I gengäld blir förångarspalten större och strömningsmotståndet i förångarspalten lägre.

Vid försök med utvändig matning stoppades blindpipor med ovan angivna dimensioner in i förångarröret för att åstadkomma en förångarspalt. Som jämförelse togs även provpunkter med förångarrör utan blindpipa.

Fallrörens längd avpassades så att fallrören slutade cirka 40 mm ovanför förångarens nedre ände, se fig 3.4, detta för att uppträdande stötförluster vid fallrörets inlopp och förångaren utlopp inte skulle hämma köldmediecirkulationen alltför kraftigt. För att centrera fallröret pålöddes centreringspinnar på detta. I övrigt vidtogs inga åtgärder för att säkra jämn köldmediefördelning längs förångarperiferin.

När förångaren matas via ett utvändigt fallrör kan man lätt styra köldmedieflödet genom att montera in en ventil i fallröret och därmed bestämma tryckfall över och massflöde genom förångaren. Man har då möjlighet att påverka dessa storheter så att ett (eventuellt) optimalt utnyttjande av värmeväxlarytorna kan erhållas. I och med användandet av ett

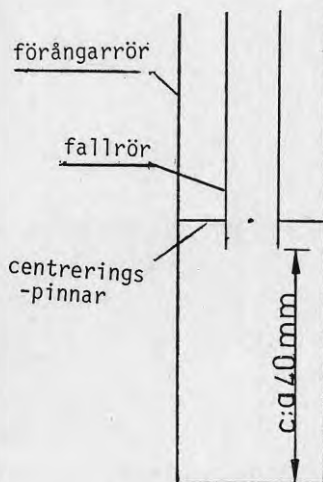


Fig 3.4

inre fallrör försvinner denna möjlighet att i efterhand reglera tryckfall och massflöde. Man måste redan på konstruktionsstadiet veta vilket tryckfall och massflöde som svarar mot (eventuella) optimala förhållanden och anpassa förångarens geometri därefter, bygga in stötmotstånd, välja fallrördimension etc. Detta är en nackdel med invändigt fallrör ur provsynpunkt.

### 3.3 Vätskeavskiljaren

Vätskeavskiljarens dimensioner redovisas i fig 3.5 - 3.7.

Ång-vätskeblandningen kommer upp i vätskeavskiljaren med ett kraftigt "sprut", speciellt vid höga ytbelastningar. Detta medför en rätt orolig vätskeyta. För att förhindra att alltför mycket köldmedievätska stänker in i sugstudsens har inloppet till denna försetts med ett T-munstycke. Dessutom har en baffel som avläskar vätskan från sugstudsens satts på förångarutloppet.

För att undvika att alltför mycket inkommande köldmedium skall rinna längs väggen och sugas in i sugstudsens har en  $90^\circ$ -böj satts på inloppet så att vätskan inkommer radiellt.

För att kunna byta fallrör i förångaren skarvades förångarröret från vätskeavskiljarens botten. Fallröret i skarvhylsan och ett skarvrör löddes på skarvhylsan för att utloppet skulle hamna ovanför den fria vätskeytan. En tätningshylsa av teflon sattes in för att förhindra köldmedium att läcka "bakvägen" in i förångaren.

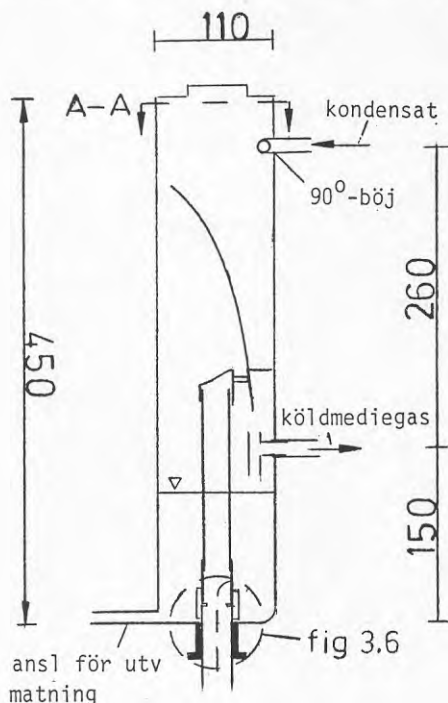


Fig 3.5

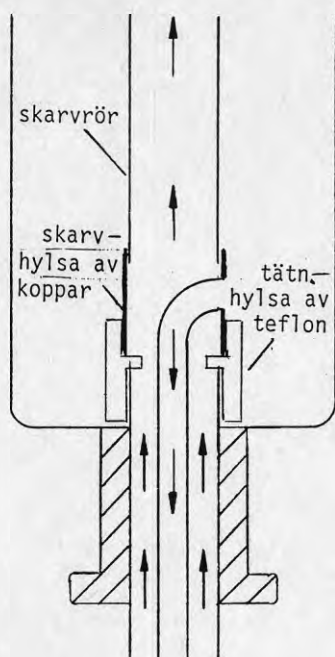


Fig 3.6

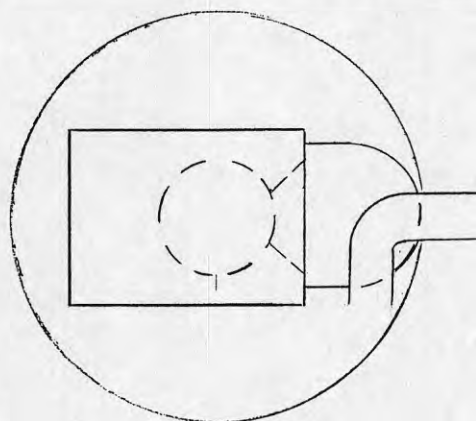
A-A:

Fig 3.7

## 4 FÖRSÖKSANLÄGGNING

### 4.1 Utvändig matning

Schematiskt framgår den använda försöksutrustningen av fig 4.1. Följande komponenter är numrerade i figuren:

- 1 Vätskeavskiljare
- 2 Kompressor
- 3 Oljeavskiljare
- 4 Kondensor
- 5 Torkfilter
- 6 Synglas
- 7 Expansionsventil, handreglerad
- 8 Vätskeavskiljare
- 9 Synglas
- 10 Fallrör
- 11 Förångarrör
- 12 Blindpipa
- 13 Volymflödesmätare
- 14 Avstängningsventiler
- 15 Pump
- 16 Elpatroner
- 17 Brinekrets
- 18 Sugtrycksregulator



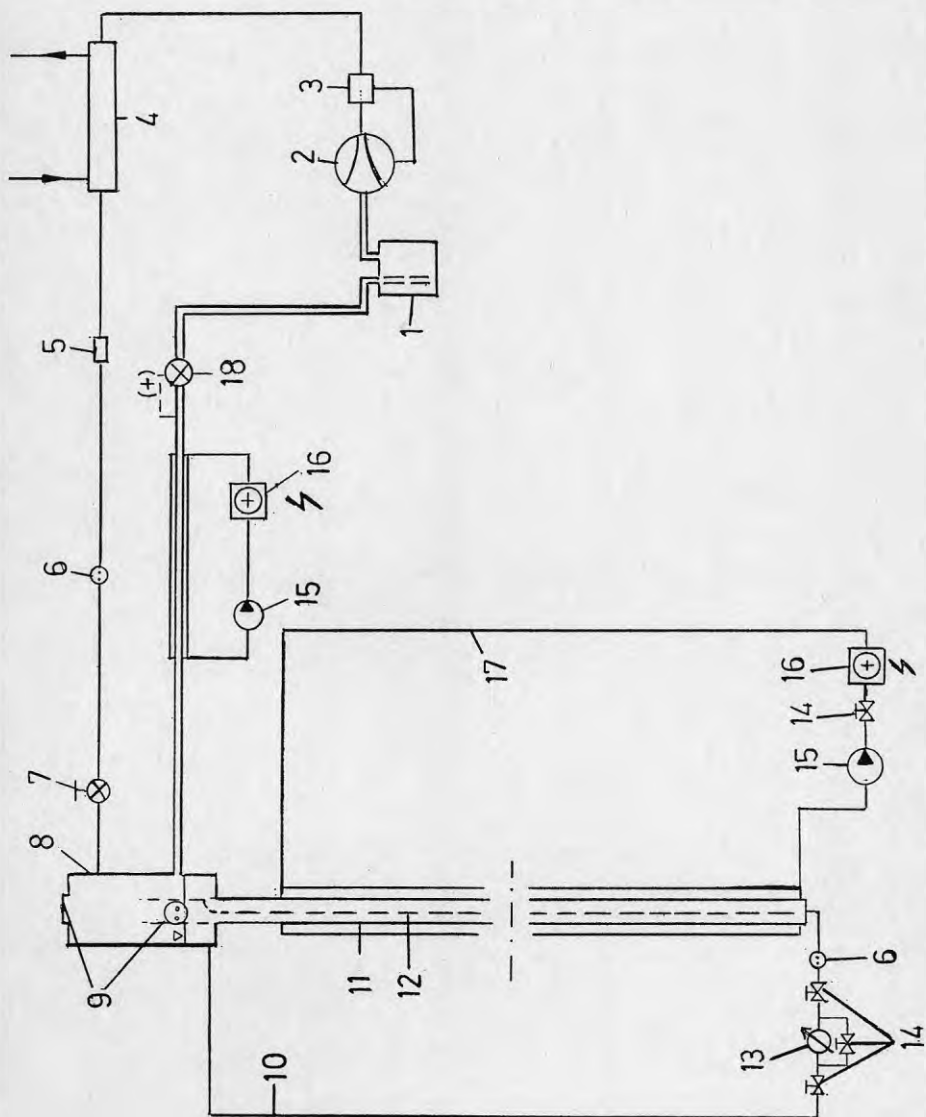


Fig 4.1. Principskiss över försöksanläggning

Förångaren har utgjorts av kopparrör med dimensioner enligt avsnitt 3 fig 3.2. För att vid utvändig köldmediematning simulera den geometri som råder vid invändig matning pluggades rör med dimensioner enligt avsnitt 3 i bägge ändar och placerades inuti förångarröret, varvid en förångarspalt för köldmediet att koka av i uppstod.

Utanpå förångarröret fastlödades ett rör i vilket vatten sedan cirkulerade. Vattnet värmdes av elpatroner och pumpades runt i brinekretsen. Med hjälp av en ventil i kretsen reglerades vattenflödet så att en lämplig (mätbar) temperaturdifferens på vattnet över förångaren erhöles.

I det utvändiga fallröret inmonterades en volymsflödesmätare av ringkolvtyp, med vilken volymsflödet på köldmediesidan uppmättes. Vidare försågs det med tre stycken avstängningsventiler och ett synglas precis före inloppet till förångaren. Avstängningsventilerna tjänade dels syftet att skydda volymsflödesmätaren från haveri vid start av anläggningen, dels användes en av dem för att reglera köldmedieflödet vid undersökning av hur detta påverkade värmeövergången. Med synglasets hjälp kunde det konstateras om gas hade bildats i fallröret vid ovan nämnda försök.

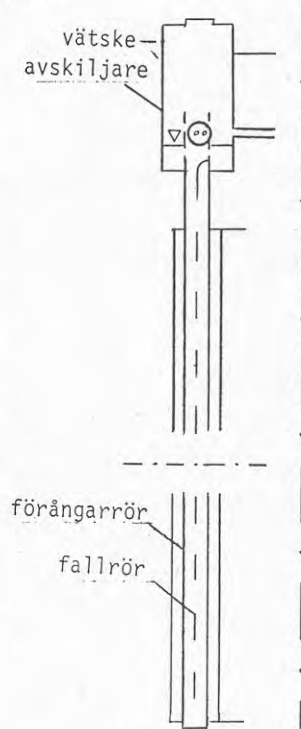
Överhettarkretsen är konstruerad på samma sätt som på förångaren, det vill säga den består av ett horisontellt dubbelrör med längden 2 m där köldmediegasen tillförs värme från en brine som värms via två elpatroner. I sugstudsens har en sugtrycksregulator inmonterats med vars hjälp trycket i förångaren kan hållas konstant vid olika belastningar på förångaren.

Köldmediegasen sugas från förångaren via en vätskeavskiljare av en kompressor där den komprimeras. Via en oljeavskiljare går sedan gasen till en kondensor och återförs till förångaren via ett stryporgan, expansionsventilen. Till förångaren fört kondensat har reglerats för hand. Samtliga rör och komponenter har isolerats väl.

#### 4.2 Invändig matning

Skillnaden mellan ovan redovisade försöksanläggning och den som användes vid försök med invändig matning är endast förångarkonstruktionen, i övrigt är alla komponenter desamma som de som redovisades i avsnitt 4.1.

Förångaren har utgjorts av samma rör som det som användes vid försök med utvändig matning. Förångarrörets nedre ände pluggades igen och köldmediet matades till förångarspalten via ett invändigt fallrör såsom beskrivits i avsnitt 3.



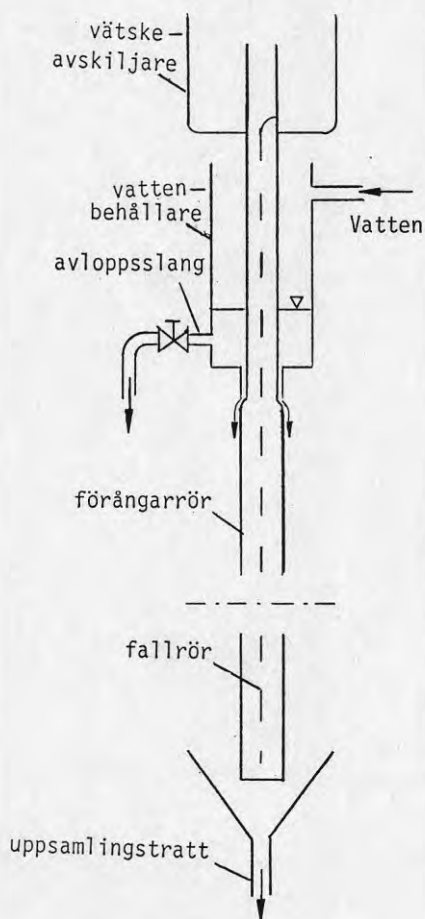
Enl fig 4.1

Fig 4.2

## 4.3 Strilförångare

Även här gäller att förutom förångarkonstruktionen är i försöksanläggningen ingående komponenter desamma som de som redovisats i fig 4.1.

Förångarkonstruktionen redovisas i fig 4.3. På stigarröret monterades en vattenbehållare så som beskrivits i anslutning till fig 3.3. Vattnet uppsamlades i en tratt vid förångarens nedre del och avledes. Till skillnad från försöksanläggningarna redovisade i fig 4.1 och 4.2 är den värmebelastade kretsen här ej sluten.



Enl fig 4.1

Fig 4.3

5 FÖRSÖKSUTRUSTNING, FÖRSÖKSBETINGELSER OCH FÖRSÖKENS GENOMFÖRANDE

5.1 Försöksutrustning

5.1.1 Utväändig matning

I fig 5.1 anges var på försöksanläggningen tryck, tryckdifferenser och temperaturer har uppmätts.

För det släta förångarröret har endast tryckfallet  $\Delta p_A$  registrerats det vill säga tryckfallet över hela förångarkonstruktionen. För det invändigt ytförstorade röret har dels  $\Delta p_A$  och dels  $\Delta p_B$ , det vill säga tryckfallet över den värmebelastade delen, uppmätts. Trycket i vätskeavskiljaren har uppmätts med en manometer och tryckdifferenserna har registrerats med hjälp av kvicksilverfyllda U-rörsmanometrar.

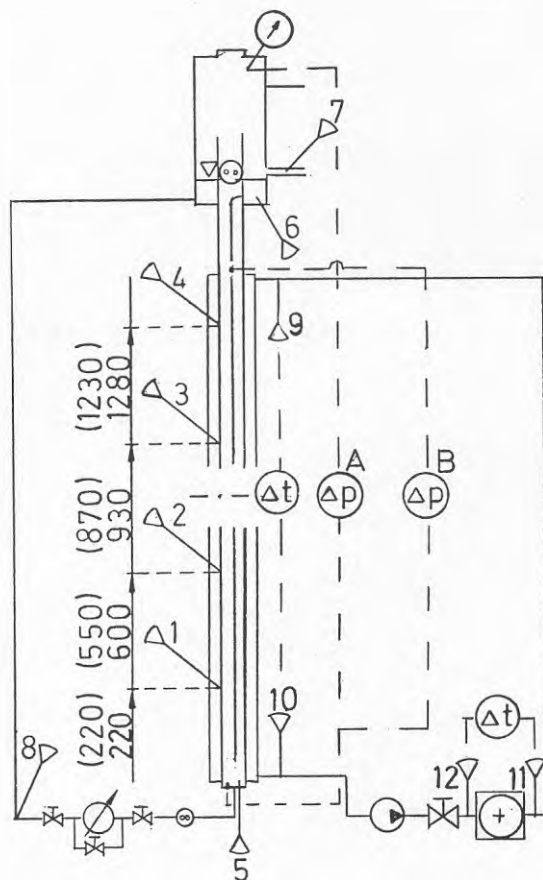


Fig 5.1

Samtliga temperaturgivare som är utmärkta i fig 5.1 har tillverkats av koppar-konstantan.

I både det släta kopparröret och i det invändigt ytförstorade röret frästes fyra spår i rörväggen vari termoelement placerades, se fig 5.2. Samtliga termoelement placerades rakt ovanför varandra. Med hjälp av dessa termoelement uppmättes rörväggstemperaturen längs förångarröret, temperaturgivare 1 - 4 i fig 5.1. I fig 5.1 anges var längs röret rörväggstemperaturen uppmätts. Siffrorna inom parantes anger var på det invändigt ytförstorande röret som termoelementen placerades, de andra siffrorna gäller för det släta förångarröret. De övriga temperaturerna har uppmätts med termoelement som varit instuckna i termoelementfickor enligt fig 5.3.

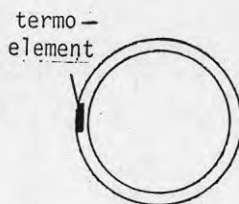


Fig 5.2

Temperaturdifferensen över elpatroner och förångare på brinesidan har registrerats med hjälp av differenskopplade termoelement, se fig 5.4. Dessa har utgjorts av dubbla kopparkonstantantrådar som växelvis seriekopplats mellan mätpunkterna, se fig 5.5.

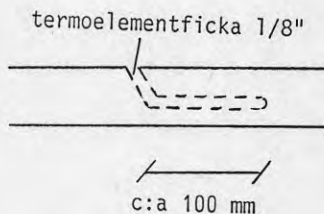


Fig 5.3

Samtliga temperaturer och temperaturdifferenser har registrerats på en 24-punkters potentiometerskrivare. Utslaget av differenskopplingarna har dessutom upptagits på en linjeskrivare. Den uppmätta spänningen har sedan översatts till en temperaturdifferens med hjälp av ett kalibreringsdiagram.

Till brinekretsen förd effekt från elpatronerna har uppmätts med kWh-mätare för de patroner som är kopplade direkt till elnätet och med wattmeter för den elpatron som är kopplad till elnätet via en vridtransformator.

Volymflödet på köldmediesidan har registrerats med en volymflödesmätare av ringkolvtyp.

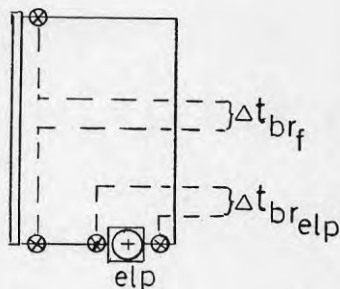


Fig 5.4

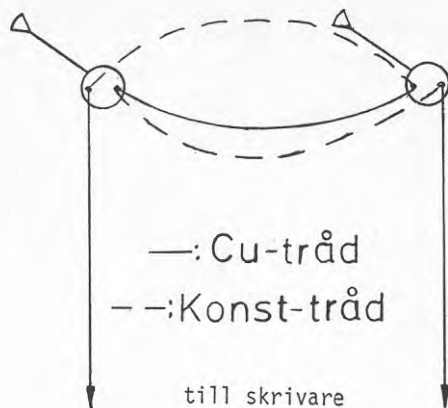


Fig 5.5

### 5.1.2 Invändig matning

Vid försöken med invändig matning uppmättes samma storheter som vid utvändig matning, fig 5.1, dock med undantag för temperaturen given av temperaturgivare 8 av naturliga skäl.

### 5.1.3 Strilförångare

På köldmediesidan har uppmätts de storheter angivna under avsnitt 5.1.2 med undantag för tryckdifferensen  $\Delta p_B$  och rörväggstemperaturerna, temperaturgivare 1 - 4 i fig 5.1.

På vattensidan har temperaturer och temperaturdifferenser uppmätts enligt fig 5.6. I vattenbehållaren har sex stycken termoelementfickor inmonterats. Tre av dem har använts till att mäta vattnets absoluttemperatur och tre av dem användes för att mäta temperaturdifferensen över förångaren med hjälp av en tredubbel differenskoppling. Till uppsamlingstratten anslöts en bit kopparrör i vilken fem termoelementfickor monterats. Tre av fickorna användes för differenskopplingen och två för absoluttemperaturbestämning.

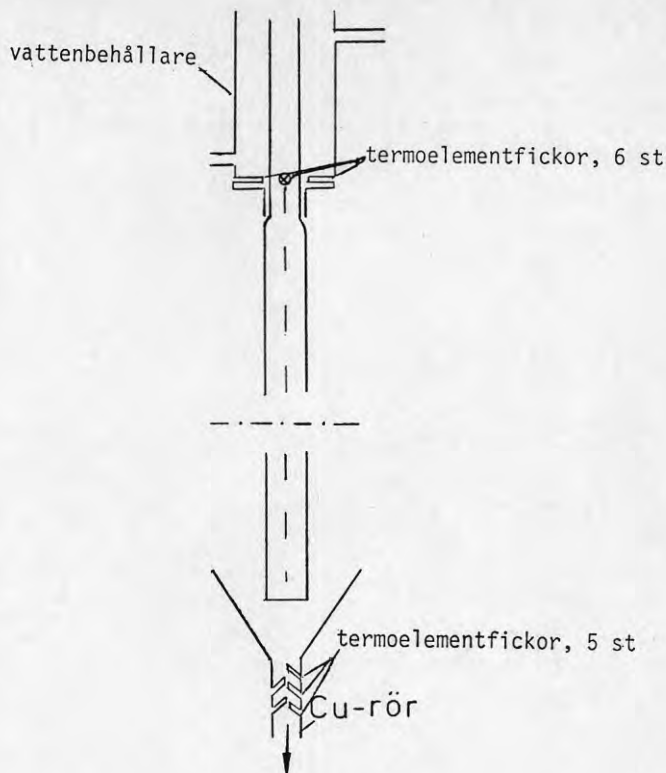


Fig 5.6

## 5.2 Försöksbetingelser

Ytbelastningen på förångaren har varierats ifrån  $\dot{q}_0 = 17500 \text{ W/m}^2$  ned till strax under  $4000 \text{ W/m}^2$ , baserat på rörets  $q_{\text{in}}\text{nyta}$ .

Som köldmedium har R 12 använts.

Det cirkulerande köldmediet har varit praktiskt taget oljefritt vilket kontrollerats enligt följande:

Köldmedium avtappas från högtryckssidan till en glasbehållare rymmande 100 ml, glasbehållaren värms försiktigt. Därmed kokar köldmediet av till lågtryckssidan. Oljan i köldmediet stannar då kvar i behållaren och den eventuella oljemängden kan avläsas på en ml-skala i botten på glaströret. Vid proven erhöles en oljehalt i köldmedievätskan  $< 0,5 \text{ vol } \%$ .

Förångningstemperaturen hänförd till vätskeavskiljaren har genomgående hållits vid  $0^\circ\text{C}$ .

Som köldbärare, i den krets som belastat förångaren vid bestämning av värmeövergångstalet på köldmediesidan, har vatten använts.

Temperaturdifferensen på brinelösningen har varit ca 2°C vilket motsvarat ett väl mätbart utslag, ca 30 mm, på linjeskrivaren, vilket ansetts ge tillräckligt god noggrannhet vid avläsning.

Överförd effekt i överhettarkretsen har varit relativt hög, ibland 15 ä 20% av förångarbelastningen, för att säkerställa god överhettning före kompressorn. Detta påverkar ej proven.

### 5.3 Försökets genomförande

Bestämning av värmeövergångstal och massflöde på köldmediesidan.

Önskad belastning har reglerats med hjälp av elpatronerna i brinekretsen och sugtrycksregulatorn i sugstudsens. Flödet i brinekretsen har sedan inställts så att en avläsbar temperaturdifferens erhållits på brinelösningen.

För stabilisering av driftförhållanden har sedan anläggningen gått vid önskade betingelser ca 30 minuter innan mätproceduren påbörjats. Vid försöken har parametrarnas temperatur, temperaturdifferens, tryck, tryckdifferens, tillförd elenergi och volymflöde (vid yttre matning) uppmätts och avlästs.

Ur dessa parametrar har sedan

- förångarbelastning
  - värmeövergångstal
  - drivhöjd
  - oljehalt
  - massflöde
  - cirkulationstal
- } endast vid yttre matning
- bestämts.

Oljehaltsbestämning har inte gjorts vid varje försök då detta ej ansetts nödvändigt.

Vid försök där köldmediecirkulationen varierats har försöken genomförts enligt följande:

Önskad förångarbelastning har ställts in på samma sätt som beskrivits varefter tidigare angivna storheter och parametrar har registrerats och beräknats. Därefter har massflödet strypts, driftförhållanden fått stabilisera sig varefter mätproceduren enligt ovan upprepats, ett nytt köldmedieflöde strypts in osv.

### Strilförångaren

Vid försök med strilförångaren har önskad ytbelastning ställts in med hjälp av sugtrycksregulatorn och genom reglering av medieflödet på vattensidan så att en önskad temperaturdifferens på vattnet erhållits. Inkommande vatten har haft en temperatur av ca 5°C och temperaturdifferensen har i genomsnitt hållits runt 1,8°C.



## 6.1 Värmeövergången

## 6.1.1 Värmeövergångstalet hänfört till vätskeavskiljarens tryck

Värmeövergångstalet på köldmediesidan hänfört till trycket i vätskeavskiljaren är definierad enligt:

$$\alpha_o^* = \dot{Q} / (A_o \cdot \Delta t_i^*) = \dot{q}_o / \Delta t_i^* \quad (6.1)$$

där  $\dot{Q}$  = överförd effekt i W.

$A_o$  = värmeöverförande yta på köldmediesidan i m<sup>2</sup>.

$\Delta t_i^*$  =  $t_{\text{rör}_v} - t_2^*$  är temperaturdifferensen mellan värmeöverförande ytans medeltemperatur längs röret och förångningstemperaturen hänförd till trycket i vätskeavskiljaren, i K.

Med index "\*" menas alltså att värmeövergångstalet hänförs till trycket vid förångarkonstruktionens utlopp. Index "o" anger att värmeövergångstalet beräknas med avseende på en värmeöverförande yta definierad enligt ekvation (6.3). Där avses alltså grundytan av rörväggen och för ett rör med invändig ytförstoring medräknas alltså inte den ytförstorande insatsen vid bestämning av  $\alpha_o^*$ .

Den från köldbärarkretsen till köldmediet överförda effekten  $\dot{Q}$  bestämdes enligt:

$$\dot{Q} = \dot{E}_{el} \cdot \Delta t_{brf} / \Delta t_{br_{el}} \quad (6.2)$$

där (se fig 5.4):

$\dot{E}_{el}$  = tillförd effekt till köldbärarkretsen via elpatronerna i W.

$\Delta t_{brf}$  = temperaturdifferensen på köldbärlösningen över förångaren i K.

$\Delta t_{br_{el}}$  = temperaturdifferensen på köldbärlösningen över elpatronerna i K.

Den värmeöverförande ytan på köldmediesidan är för ett slätt rör:

$$A_o = \pi \cdot d_i \cdot L \quad (6.3)$$

där  $d_i$  = förångarrörets inre diameter i m.

$L$  = förångarrörets längd i m

För det släta kopparröret fås, med dimensioner enligt fig 3.2

$$A_o = \pi \cdot 24 \cdot 10^{-3} \cdot 1,5 = 0,113 \text{ m}^2$$

För det invändigt ytförstorade röret får vi, om den ytförstorade ytan ej medräknas,

$$A_0 = \pi \cdot 23,2 \cdot 10^{-3} \cdot 1,5 = 0,109 \text{ m}^2$$

Som rörväggens medeltemperatur  $t_{\text{rör}}$  har det aritmetiska medelvärdet av de 4 uppmätta rörväggstemperaturerna använts. Placeringen av mätpunkterna framgår av fig 5.1.

Förångningstemperaturen hänförd till vätskeavskiljaren,  $t_2^*$ , svarande mot där rådande tryck, har uppmätts med temperaturgivarna 6 och 7, se fig 5.1.

### 6.1.2 Ekvivalent värmeövergångstal

För det ytförstorade röret kan vi definiera en värmeöverförande yta,  $A_{\text{ekv}}$ , där den ytförstorande aluminiumprofilen är inbegripen. Vi kan då också definiera ett ekvivalent värmeövergångstal,  $\alpha_{\text{ekv}}^*$ , enligt

$$\alpha_{\text{ekv}}^* = \dot{Q} / (A_{\text{ekv}} \cdot \Delta t_i^*) \quad (6.4)$$

där storheterna  $\dot{Q}$  och  $\Delta t_i^*$  definierats i ekvation (6.1). Den ekvivalenta arean i ekvation (6.4) blir

$$A_{\text{ekv}} = A_{\text{Cu}} + \xi \cdot A_{\text{Al}} \quad (6.5)$$

där  $A_{\text{Cu}}$  = kopparrörets värmeöverförande yta i  $\text{m}^2$

$A_{\text{Al}}$  = aluminiumprofilens värmeöverförande yta i  $\text{m}^2$

$\xi$  = flänsverkningsgraden

Ekvation (6.5) kan omskrivas såsom

$$a_{\text{ekv}} \cdot L = (a_{\text{Cu}} + \xi \cdot a_{\text{Al}}) \cdot L ;$$

där  $a_{\text{Cu}}$  och  $a_{\text{Al}}$  är kopparrörets respektive aluminiumprofilens värmeöverförande area per meter rör.

Rörets geometri framgår av fig 6.1. Med utgångspunkt från figuren fås den värmeöverförande ytan i varje tvärsnitt,  $a_{\text{Al}}$ , till

$$a_{\text{Al}} = 0,237 \text{ m}^2/\text{m rör}$$

För grundytan, kopparytan, fås

$$a_{\text{Cu}} = 0,055 \text{ m}^2/\text{m rör}$$

För tvärsnittet fås alltså

$$a_{\text{tot}} = a_{\text{Cu}} + a_{\text{Al}} = 0,292 \text{ m}^2/\text{m rör}$$

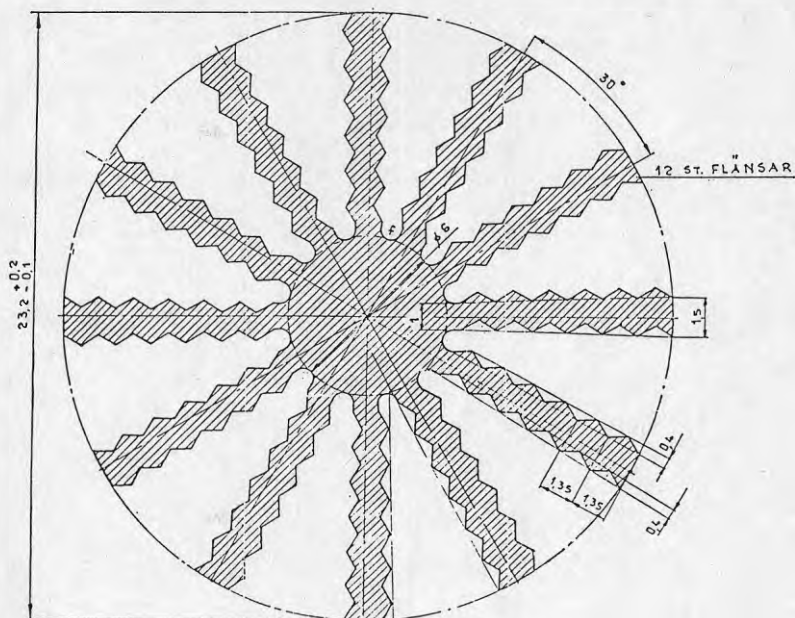


Fig 6.1

På grund av att aluminiumprofilen är vriden så är den värmeöverförande ytan större än om aluminiumprofilen varit rak. Med en vridning av 6 varv/m rör hos aluminiumprofilen, och om vi ansätter att flänsens utsträckning är medelvärdet av flänsens yttre- respektive inner- radie så fås båglängden  $s = 1,04$  m/m kopparrör. Därmed fås den ekvivalenta värmeöverförande ytan till  $A_{ekv} = a_{ekv} \cdot L =$

$$= (0,055 + 1,04 \cdot \xi \cdot 0,237) \cdot 1,5 \text{ m}^2$$

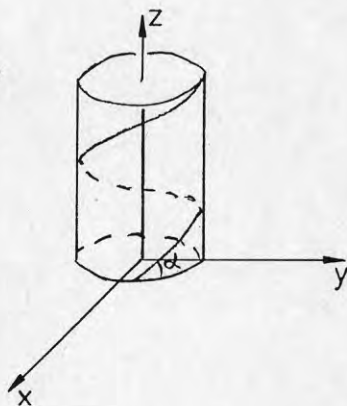


Fig 6.2

## 6.1.3 Lokalt värmeövergångstal

Det lokala värmeövergångstalet  $\alpha_m$  definieras enligt ekvation (6.6)

$$\alpha_{ekv}^m = \dot{Q} / (A_{ekv} \cdot \Delta t_i^m); \quad (6.6)$$

där

$\Delta t_i^m$  = temperaturdifferensen mellan rörvägg och köldmediets lokala förångningstemperatur definierad enligt ekv (6.7) i K.

Som lokal förångningstemperatur  $t_2^m$  har valts en temperatur som motsvarar trycket mitt på den värmda delen av förångarröret enligt ångtryckskurvan, det vill säga

$$t_2^m = t_2^* + \left(\frac{dt}{dp}\right)_a \cdot \Delta p_m \quad (6.7)$$

$\Delta p_m$  är definierad i fig 6.3;

$$\Delta p_m = \Delta p_s + \Delta p_{f\ddot{a}}/2$$

Ångkurvan har hämtats ur ett arbete av (Ekroth (1983).

För släta förångarrör och utvändigt matning har  $\Delta p_s$  ej uppmätts. Genom att anta att tryckfallsgradienten är konstant längs röret kan  $\Delta p_m$  bestämmas enligt

$$\Delta p_m = \left(\frac{1_s + 1/2}{1_{tot}}\right) \cdot \Delta p_{tot}$$

Med lokala temperaturdifferensen definierad enligt ekvation (6.7) fås temperaturdifferensen lokalt till

$$\Delta t_i^m = \Delta t_i^* - \left(\frac{dt}{dp}\right)_a \cdot \Delta p_m$$

se fig 6.4.

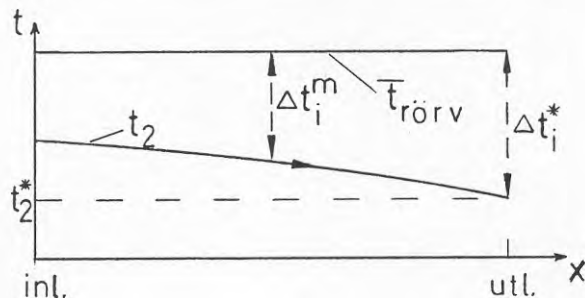


Fig 6.4

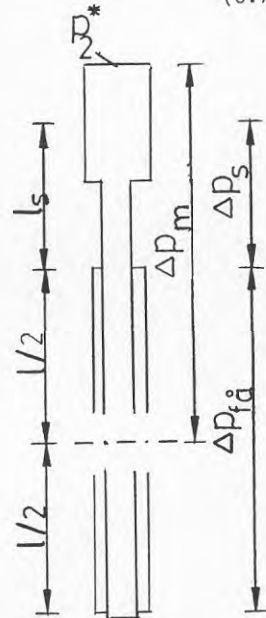


Fig 6.3

## 6.1.4 Strilförångarens värmegenomgångstal

Värmegenomgångstalet,  $k$ -värdet, för strilförångaren är definierat i ekvation (6.8)

$$k = \dot{Q} / (A_w \cdot \vartheta_m) \quad (6.8)$$

där  $A_w$  = värmeöverförande ytan på vattensidan i  $m^2$

$\vartheta_m$  = logaritmska medeltemperaturdifferensen definierad såsom, se fig 6.5,

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta_1 - \vartheta_2}{\ln \frac{\vartheta_1}{\vartheta_2}}$$

Den överförda effekten  $\dot{Q}$  beräknas vid dessa försök enligt

$$\dot{Q} = (\dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta t)_w \quad (6.9)$$

där  $\dot{m}$  = massflödet på vattensidan i  $kg/s$

$c_p$  = vattnets värmekapacitet i  $J/kg, K$

$\Delta t$  = vattnets temperaturändring över förångaren i  $K$

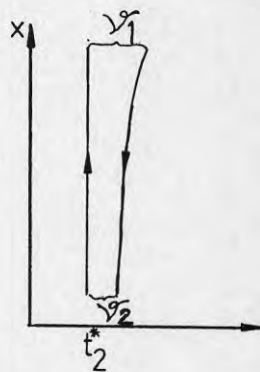


Fig 6.5

## 6.2 Köldmediecirkulationen

## 6.2.1 Massflödet

Massflödet på köldmediesidan bestäms enligt

$$\dot{m} = V \cdot \rho_1 / \tau \quad (6.10)$$

där  $V$  = uppmätt volym i  $m^3$

$\rho_1$  = köldmedievätskans densitet i  $kg/m^3$

$\tau$  = uppmätt tid i  $s$

Köldmedievätskans densitet  $\rho_1$  har satts lika med densiteten för mättad vätska av temperaturen  $0^\circ C$ , det vill säga  $\rho_1 = 1/v_{t=0^\circ C}$  då förångningstemperaturen genomgående hållits vid  $0^\circ C$  (hänfört till vätskeavskiljaren). Data för densiteten har hämtats ur en handbok av Ekroth (1983).

## 6.2.2 Cirkulationstalet

Cirkulationstalet  $n$  definieras enligt:

$$n = \dot{m} / \dot{m}_a \quad (6.11)$$

där  $\dot{m}_a$  = ångflödet vid förångarutloppet i kg/s  
 $\dot{m}$  = totala massflödet enligt ekvation (6.10)

Genom att bortse från inverkan av eventuell underkyllning av köldmedievätskan vid förångarens inlopp, (det vill säga att tillfört värme medför förångning av köldmediet) kan  $\dot{m}_a$  bestämmas enligt

$$\dot{m}_a = \dot{Q}/r \quad (6.12)$$

där  $r$  = köldmediets ångbildningsvärme i J/kg

Numeriska data för ångbildningsvärmets har hämtats ur Ekroths arbete (1983) och ansatts konstant till det värde som gäller för R 12 vid förångningstemperaturen 0°C.

### 6.3 Karakteristisk längd i förångartvärnsnittet

Som karakteristisk längd i förångartvärnsnittet används den hydrauliska diametern  $d_h$  definierad enligt:

$$d_h = 4 A_u / U \quad (6.13)$$

där  $A_u$  = kanalens tvärsnittsytta i  $m^2$

$U$  = kanalens vättas omkrets i m

För slätt förångarrör med blindpipa (fallrör) fås  $d_h = d_2 - d_i$  vilket med tidigare angivna dimensioner ger  $d_h = 4$  mm (grov blindpipa) resp  $d_h = 18$  mm (smal blindpipa). Motsvarande tvärsnittsytter blir

$$\text{för } d_h = 4 \text{ mm : } A_{u_4} = 1,38 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$d_h = 18 \text{ mm : } A_{u_{18}} = 4,24 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

För det invändigt ytförstorade röret fås med utgångspunkt från fig 6.1

$$d_h = 3,3 \text{ mm : } A_{u_{3,3}} = 2,42 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

## 7 KÖLDMEDIECIRKULATIONEN

## 7.1 Allmänt

Köldmediecirkulationen i en termosifonförångare kan sägas vara en fråga om kraftjämvikt. För ett givet driftsfall inställer sig en köldmediecirkulation som ger balans mellan krafter som verkar drivande respektive bromsande. Förhållandena kompliceras dock av att det råder tvåfasströmning i förångarspalt och stigarrör.

## 7.1.1 Jämviktsvillkor

På grund av vätskepelaren i fallröret uppstår en tryckdifferens mellan förångarens in- och utlopp  $\Delta p_{\text{tot}} = p_B - p_A$ , se fig 7.1.

När förångarröret värmebelastats upptar köldmediet värmets och förångas. Därmed uppstår en obalans i statiskt tryck, vilket ger upphov till en cirkulation i den riktning som pilarna visar. Summan av tryckfallet över den värmebelastade delen,  $\Delta p_{fA} = p_B - p_C$ , och tryckfallet över stigarröret,  $\Delta p_S = p_C - p_A$  kommer då att vara lika med totala tryckfallet över förångaren.

Det totala tryckfallet över förångaren kommer alltså att bero av köldmediets egenskaper, fallrörets geometri och den köldmediecirkulation vi erhåller:

$$p_B - p_A = \rho_1 \cdot g \cdot H - \Delta p_f \quad (7.1)$$

där  $\rho_1$  = köldmediets densitet i  $\text{kg/m}^3$

$g$  = tyngdaccelerationen i  $\text{m/s}^2$

$H$  = nivåskillnad, m

$\Delta p_f$  = är friktionstryckfall på grund av strömning i fallröret i  $\text{N/m}^2$

I fallröret antas enfasströmning råda vilket innebär att friktionstryckfallet, enligt Granryd (1979), kan skrivas

$$\Delta p_f = f_1 \cdot L \cdot \rho_1 \cdot w^2 / d_i + \sum \xi \cdot \frac{1}{2} \rho_1 \quad (7.2)$$

där  $f_1$  = friktionsfaktor, dimensionslös

$L$  = fallrörets längd (höjd) i m

$d_i$  = fallrörets diameter i m

$w$  = det strömmande mediets hastighet i m/s

$\sum \xi$  = motståndstalet i böjar, krökar mm, dimensionslöst

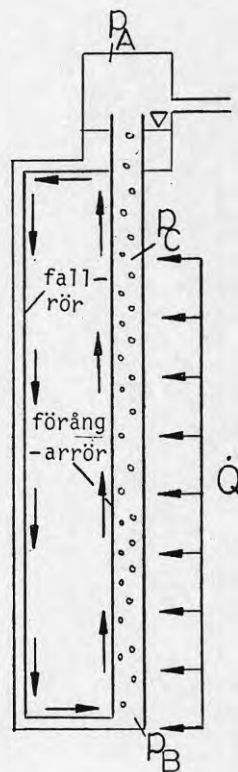


Fig 7.1

Ur kontinuitetsekvationen

$$\dot{m} = \rho_1 \cdot \dot{V} = \rho_1 \cdot A_w \cdot w \quad (7.3)$$

där  $A_w = \pi \cdot d_i^2 / 4$  är genomströmningsarean.

får vi strömningshastigheten  $w$ :s massflödes- och diameterberoende. Om vi dessutom antar att friktionsfaktorn  $f_f$  och motståndstalet  $\Sigma \xi$  är konstanta kan ekvation (7.2) omskrivas till

$$\Delta p_f = C_1 \cdot \frac{\dot{m}^2}{d_i^5} + C_2 \cdot \frac{\dot{m}^2}{d_i^4} \quad (7.4)$$

Av ekvation (7.4) framgår friktionstryckfallets, och därmed totala tryckfallets, starka beroende av massflöde och geometri hos fallröret.

Vid invändig matning via ett smalt fallrör får vi ett lågt friktionsmotståndet i förångarspalten vilket ger möjlighet till en stort massflöde genom förångaren. Samtidigt begränsas dock massflödet på grund av det höga friktionsmotståndet som råder i fallröret, se ekvation (7.4). Ett grövre fallrör medför ett lägre friktionsmotstånd i fallröret vilket leder till ett större tryckfall över förångaren. Samtidigt krymper dock förångarspalten medförande ett ökat friktionsmotstånd i förångardelen, som begränsar massflödet.

Tryckfallet i förångare och stigarrör, där tvåfasströmning råder, består av tre komponenter som tillsammans med tryckfallet över fallröret bestämmer köldmediecirkulationen. De tre komponenterna är:

- Statiska tryckfallet,  $\Delta p_{stat}$ , till följd av den "medie"- (ång-vätske)-pelare som finns i förångare och stigarrör.
- Accelerationstryckfallet,  $\Delta p_{acc}$ , som uppstår på grund av mediets expansion vilket innebär att vid kokning ökar ång- och vätskehastigheterna i axiell riktning.
- Friktionstryckfallet,  $\Delta p_{fric}$ , som uppstår mellan rörvägg och köldmedium samt mellan vätskefas och ångfas.

Vid kraftjämvikt gäller då att

$$\rho_1 \cdot g \cdot h - \Delta p_f = (\Delta p_{stat} + \Delta p_{acc} + \Delta p_{fric})_{få} + (\Delta p_{stat} + \Delta p_{acc} + \Delta p_{fric})_s \quad (7.5)$$

Den drivande kraft som nämndes i inledningen av detta avsnitt är skillnaden i statiskt tryck mellan fallrör och förångarrör,  $\rho_1 \cdot g \cdot h - \Delta p_{stat}$  och de bromsande krafterna utgörs alltså av de övriga komponenterna. Köldmediecirkulationen ingår i samtliga komponenter förutom  $(\rho_1 \cdot g \cdot h)$  och är en funktion av densamma.



En annan parameter som är bestämmande vad gäller tryckfallet, och därmed medicirkulationen, är ångutvecklingen i köldmedieströmmen. Därmed är köldmediecirkulationen även knuten till ytbelastningen. Hur alla dessa olika faktorer påverkar varandra har uppställts i ett principiellt blockschema av Haukås (1984) och återges i fig 7.2.

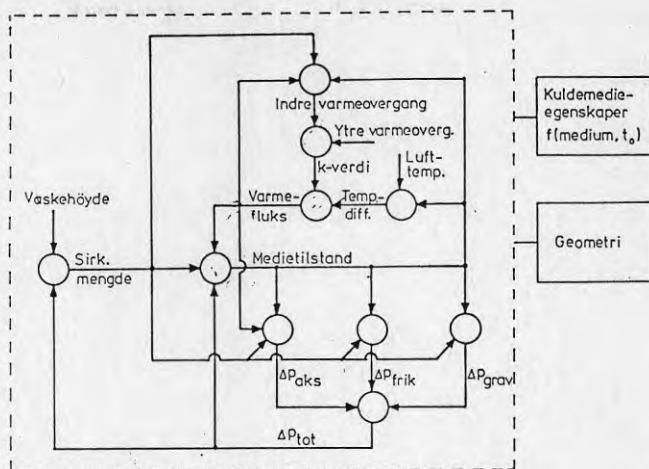


Fig 7.2. Principiellt blockschema visande hur olika parametrar inverkar på cirkulerad köldmediemängd i en termosifonförångare. Ur Haukås (1984)

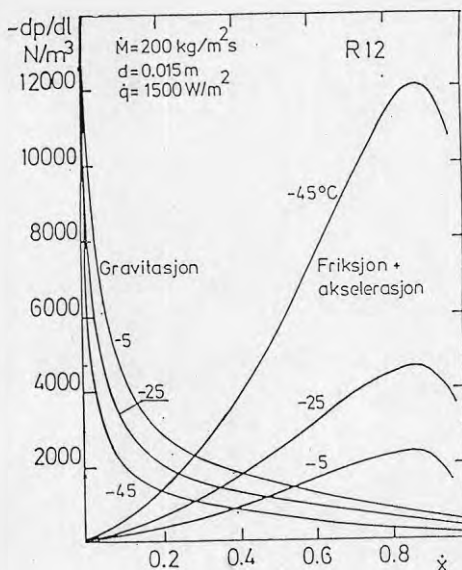


Fig 7.3. Tryckfallsgradienternas utveckling exemplifierade. Ur Haukås (1984)

Haukås redovisar också med ett exempel hur tryckfallsgradienten varierar för de olika tryckfallskomponenterna längs ett förångarrör, se fig 7.3. Accelerations- och friktionstryckfallet har beräknats efter en metod föreslagen av Grönnerud (1972), medan gravitationstryckfallet är framtaget på grundval av ett arbete av Kowalczewski (1966) för beräkning av lokal volumetrisk ångandel. I figuren ser vi att beroende på ånghalten dominerar de olika tryckfallskomponenterna i varsitt område: Gravitationskomponenten dominerar vid låga ånghalter och friktions- plus accelerationskomponenterna vid höga ånghalter.

### 7.1.2 Flödesmodeller vid vertikal strömning uppåt

Om man antar konstant vätskehastighet och långsamt ökar ånghastigheten erhåller man enligt Becker (1978) succesivt en rad strömningsbilder som visas i fig 7.4.

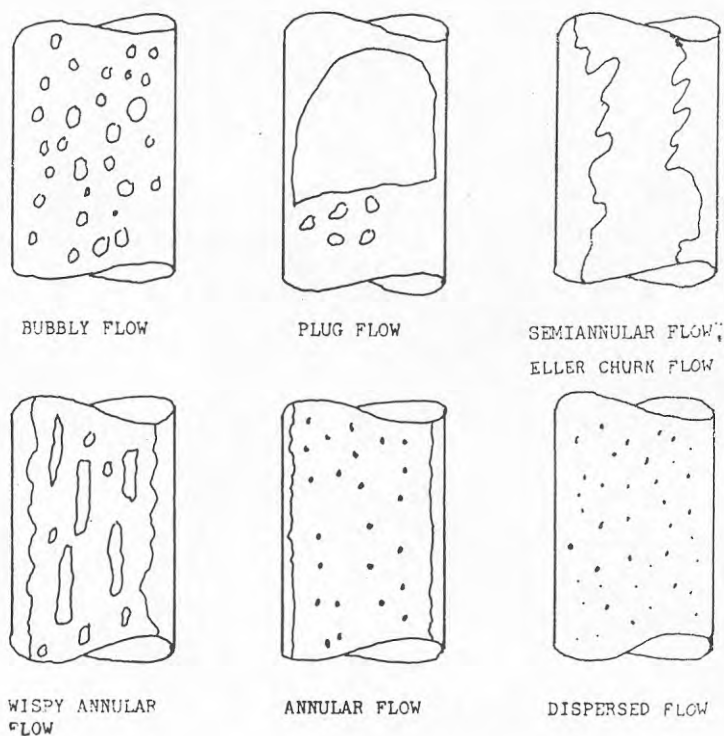


Fig 7.4. Strömningsbilder vid vertikal tvåfasströmning.  
Ur Becker (1978)

Samme författare redovisar också experimentella resultat av Bennett (1965) där flödesmodellernas gränser uppritats som funktion av ånghalt, ytbelastning och masshastighet (masshastigheten  $G = \dot{m}/A_u$ ), se fig 7.5

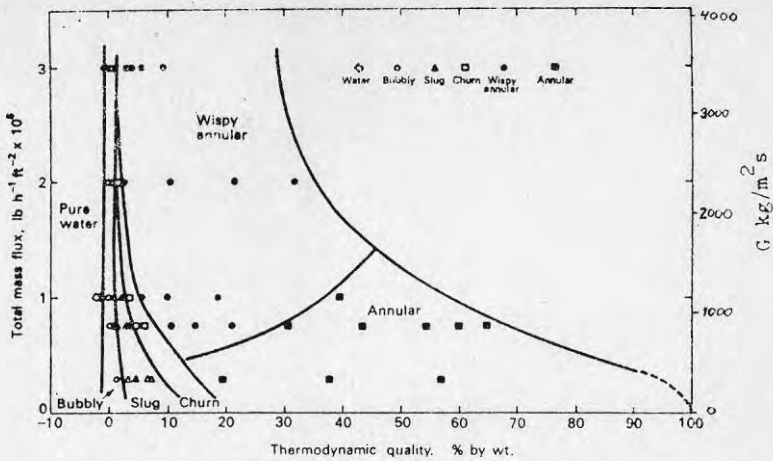


Fig 7.5. Flödesmodeller enligt Bennet (1965). Ur Becker (1978)

Figuren gäller dock för vatten med högt tryck och med höga masshastigheter varför diagrammet endast kan anses tjäna som kvalitativ vägledning.

## 7.2 Resultat

### 7.2.1 Allmänt

Numeriska värden för köldmediecirkulationen redovisas för försök där förångaren matats via ett yttre fallrör. Fyra olika geometrier har undersökts:

- En blindpipa med en ytterdiameter av 20 mm simulerande ett grovt fallrör, medförande en förångarspalt med hydrauliska diameter  $d_h$  lika med 4 mm.
- En blindpipa med en ytterdiameter av 6 mm simulerande ett smalt fallrör, medförande en förångarspalt med  $d_h = 18$  mm.
- Förångarrör med invändig ytförstoring med en hydraulisk diameter  $d_h = 3,3$  mm.
- Dessutom har en jämförande mätning på förångarrör utan insats gjorts. Förångarrörets hydrauliska diameter var  $d_h = 24$  mm.

En viktig begränsning vid mätningarna har tryckfallet över volymflödesmätaren, se fig 4.1, varit. Tryckfallet över densamma är hastighets ("flödes")-beroende. Ju större massflöde en viss geometri medför, desto större inverkan har volymflödesmätaren. I fig 7.6 redovisas tryckfallet över förångarsektionen

$$\Delta p_{\text{tot}} = p_B - p_A, \text{ se fig 7.1, som funktion av ytbelastningen } \dot{q}_0.$$

Resultaten avser dels de olika försöksgeometrierna med slätt kopparrör dels för det invändigt ytförstorade röret ( $d_h = 3,3$  mm)

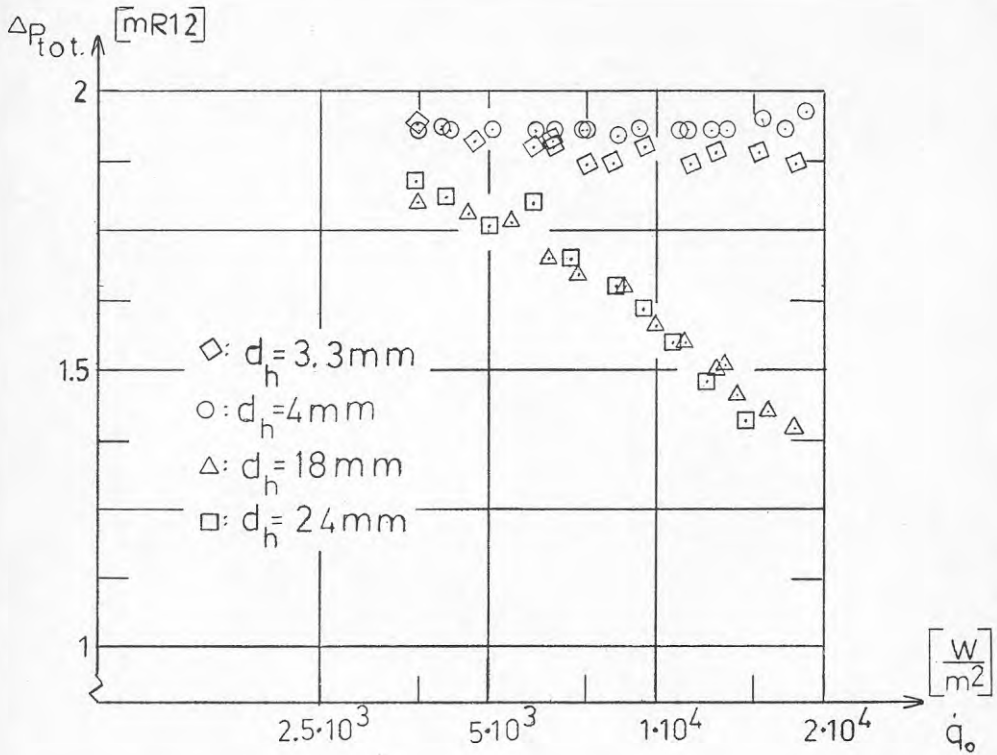


Fig 7.6. Tryckfallet som funktion av ytbelastningen för samtliga provobjekt.

### 7.2.2 Smal förångarspalt, $d_h = 4$ mm

I fig 7.7 och 7.8 har massflödet  $\dot{m}$  respektive cirkulationstalet,  $n$ , definierat av ekvation (6.11), uppritats som funktion av ytbelastningen  $\dot{q}_o$ . Vi ser i fig 7.7 att massflödet når ett svagt maximum för att sedan sjunka när vi sänker ytbelastningen. Detta skulle kunna antyda att vi "byter" accelerations och friktionstryckfallsberoendet mot ett gravitationstryckfallsberoende vid lägre ytbelastningar, se fig 7.3.

Visuella iakttagelser i vätskeavskiljaren ger vid handen att flödesregimen tycks ändras från ett "annulärt" flöde till ett mer pulserande flöde, förslagsvis slug flow, se fig 7.4, då ytbelastningen minskar.

Trots den smala förångarspalten kan vi konstatera att cirkulationstalet är högt även vid höga belastningar och således har vi god vätning av den värmeöverförande ytan längs hela förångaren.

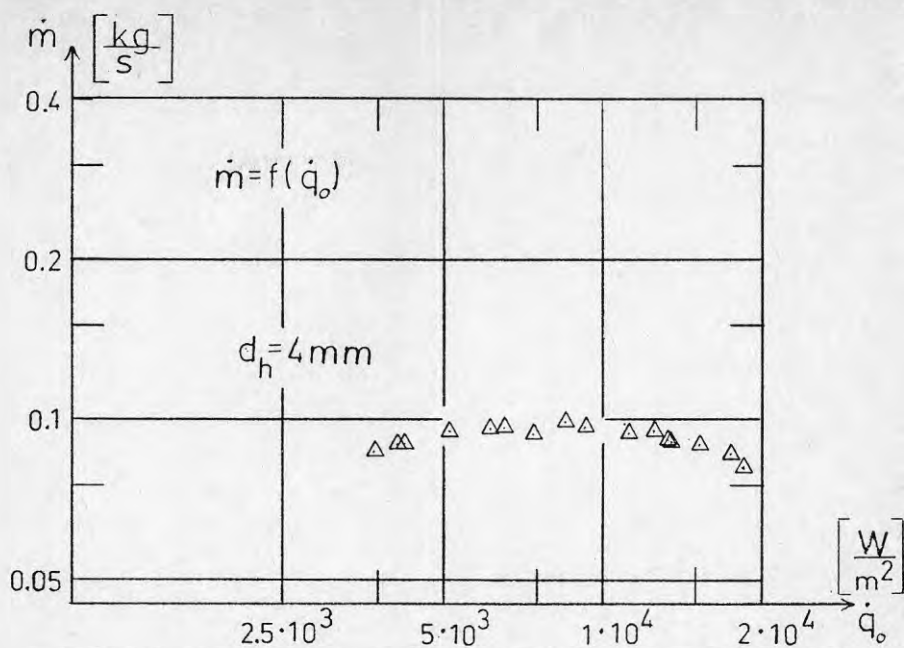


Fig 7.7. Massflödet som funktion av ytbelastningen för förångare med smal förångarspalt.

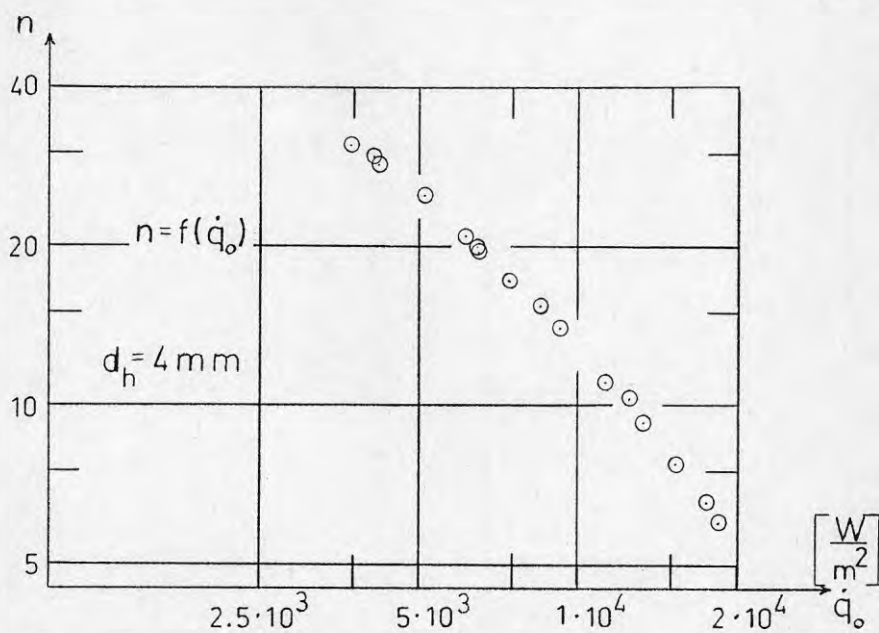


Fig 7.8. Cirkulationstalet som funktion av ytbelastningen för förångare med smal förångarspalt.

7.2.3 Bred förångarspalt;  $d_h = 18$  resp 24 mm

I fig 7.9 och 7.10 redovisas försöksdata på samma sätt som anges under punkt 7.2.2.

Vi ser att massflödet sjunker entydigt med sjunkande ytbelastning, samtidigt som tryckfallet entydigt ökar över förångarkonstruktionen, se fig 7.6. Detta står i samklang med vad som sades tidigare om massflödets beroende av friktions- och engångsförlusterna i fallröret, se ekvation (7.1 - 7.4). Trots att tryckluckan över förångaren, jämfört med förångaren med smal spalt, minskar är köldmedieflödet här betydligt större. Friktionskomponenten av tryckfallet minskar alltså i ännu högre grad.

Cirkulationstalen för den här geometrin får anses som mycket höga. Med utgångspunkt från dessa kan vi med fog anta att gravitationstryckfallet är den dominerande komponenten i förångarspalten.

Flödet har genomgående under försöken med denna förångargeometri varit pulserande. Pulsationerna visar sig också på de kvicksilverfyllda U-rörsmanometrar med vilka tryckfallet över förångaren har uppmätts.

I fig 7.11 och 7.12 redovisas resultat från försök där förångarröret provades utan blindpipa. Resultaten är i paritet med de som redovisades för försöken med smal blindpipa. Även tryckfallet över förångaren har varit detsamma som den ovan redovisade konstruktionen, se fig 7.6.

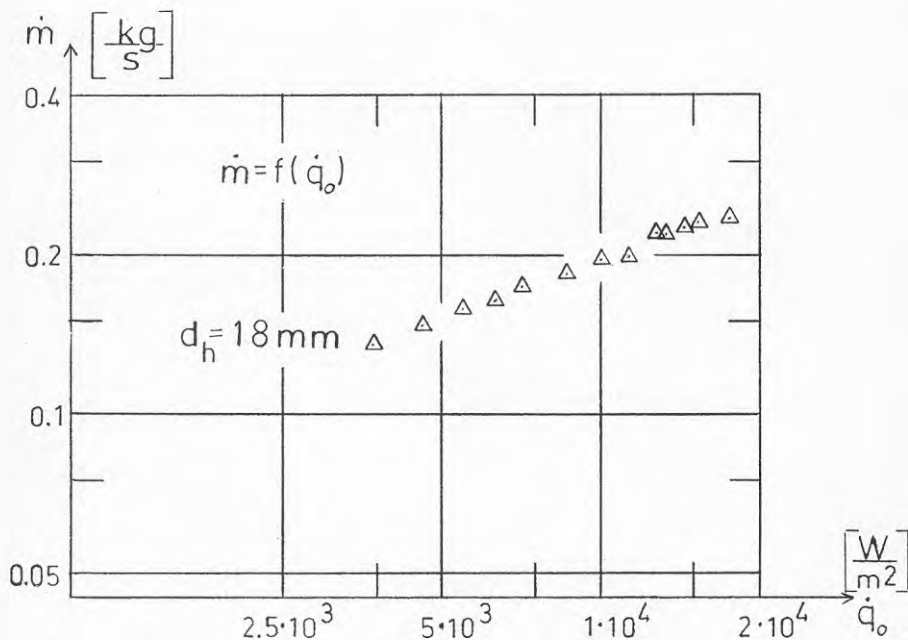


Fig 7.9. Massflödet som funktion av ytbelastningen för förångarrör med bred spalt.

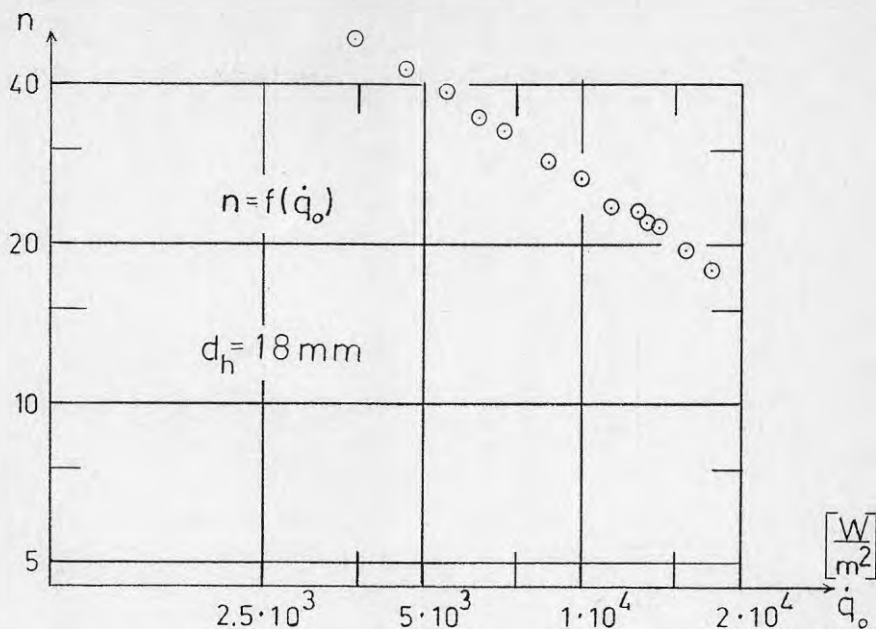


Fig 7.10. Cirkulationstalet som funktion av ytbelastningen för förångarrör med bred spalt.

#### 7.2.4 Förångarrör med invändig ytförstoring

Massflödet  $\dot{m}$  respektive cirkulationstalet  $n$  som funktion av ytbelastningen  $q_0$  redovisas i fig 7.13 och 7.14.

Massflödets belastningsberoende överensstämmer principiellt väl med det som gällde för förångarröret med en hydraulisk diameter  $d_h = 4 \text{ mm}$ . Vi kan konstatera att massflödet här är större trots att den hydrauliska diametern är mindre. Tittar vi på förångarens tvärsnittsytta  $A_u$  finner vi dock att vi har en större genomströmningsarea i tvärsnittet för det invändigt ytförstorade röret än för det släta med smal spalt. Detta förklarar då att massflödet är större här än för det släta förångarröret med en smal förångarspalt.

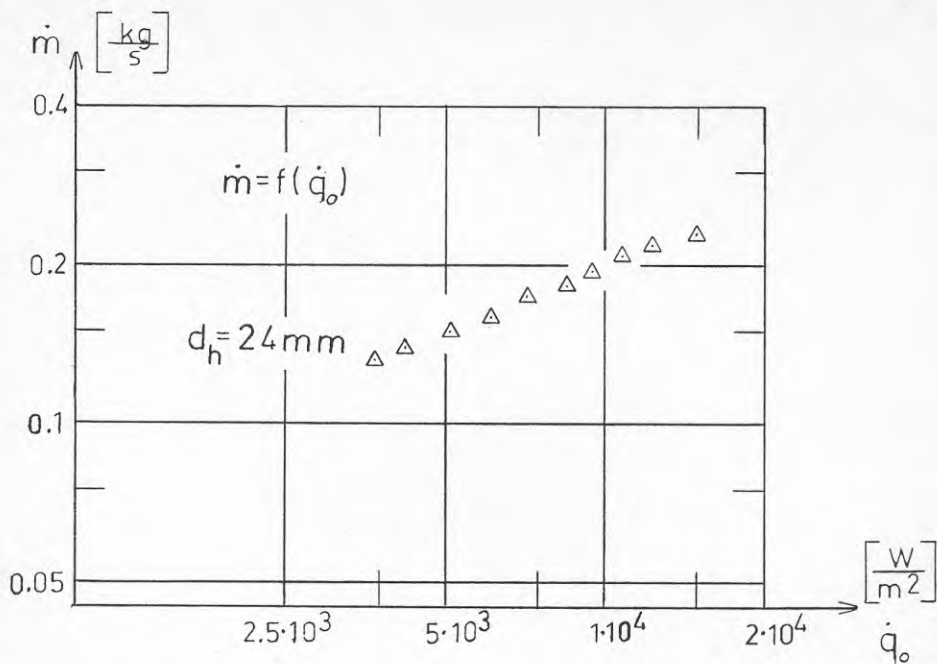


Fig 7.11. Massflödet som funktion av ytbelastningen för förångarrör utan blindpipa.

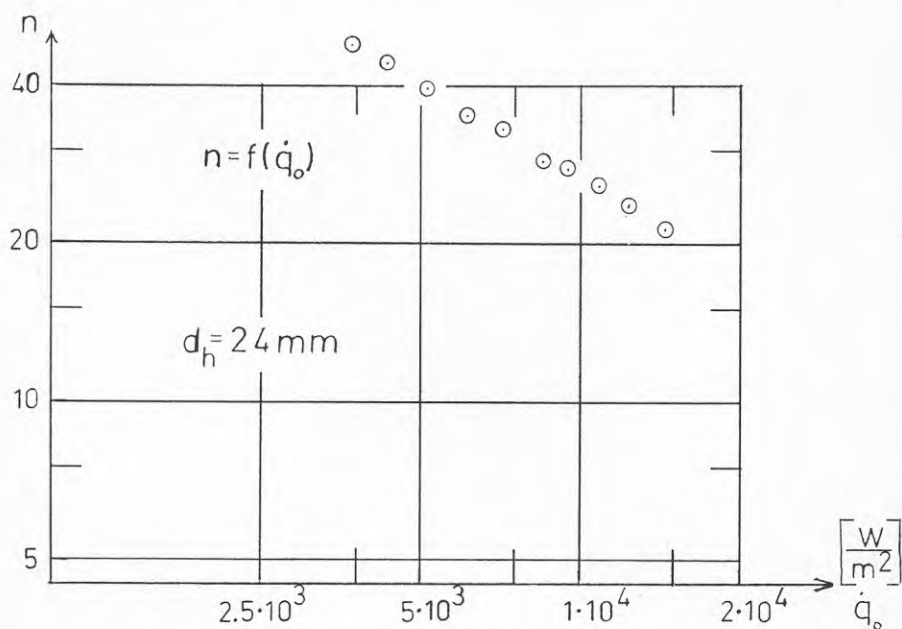


Fig 7.12. Cirkulationstalet som funktion av ytbelastningen för förångarrör utan blindpipa.



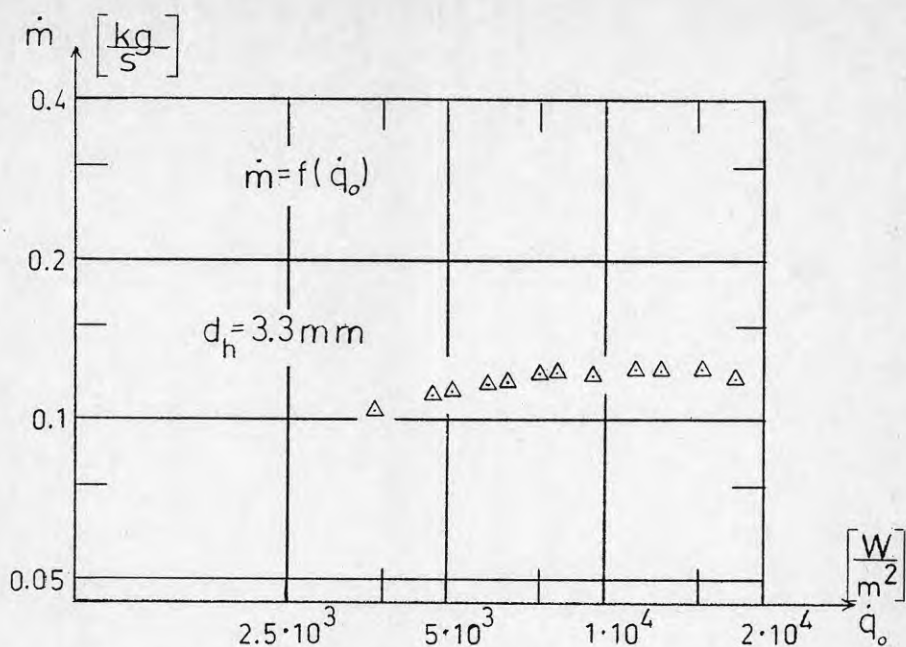


Fig 7.13. Massflödet som funktion av ytbelastningen för det invändigt ytförstorade röret.

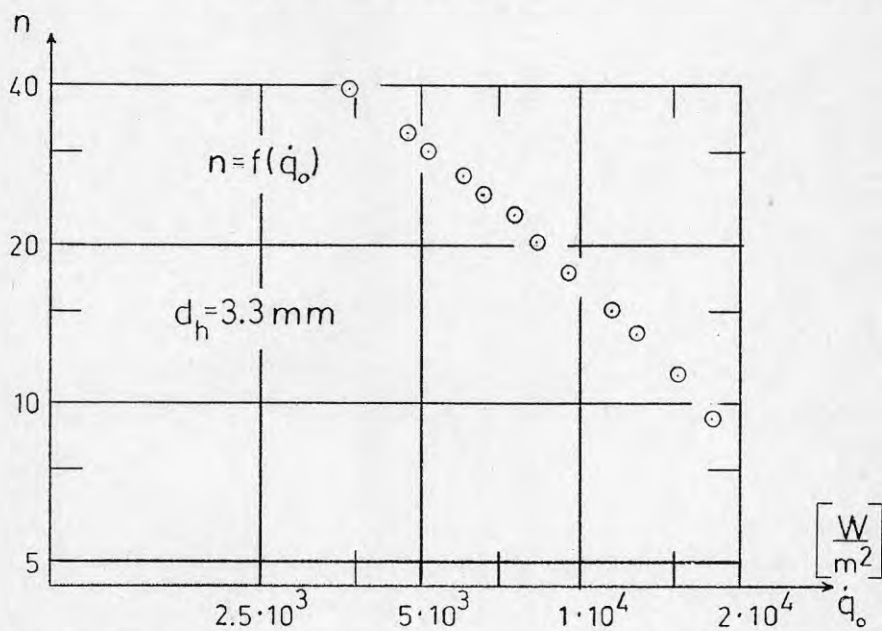


Fig 7.14. Cirkulationstalet som funktion av ytbelastningen för det invändigt ytförstorade röret.

## 8 VÄRMEÖVERGÅNGEN

## 8.1 Allmänt

Resultat beträffande värmeövergången presenteras på två sätt: Dels i form av ett värmeövergångstal  $\alpha$  som funktion av ytbelastningen  $\dot{q}$ , där värmeövergångstal och ytbelastning definierats i ekvation (6.1), (6.4) och (6.6), dels som nödvändig temperaturdifferens  $\Delta t^*$  som fordras för att överföra yteffekten  $\dot{q}_{\text{ekv}}$ , se ekvation (6.4).

I försöken med yttre matning av köldmediet undersöktes också köldmediedflödets inverkan på värmeövergången. Resultat från dessa försök redovisas dels med värmeövergångstalet  $\alpha_o^*$  som funktion av cirkulationstalet  $n$ , dels med nödvändig temperaturdifferens  $\Delta t_i^*$  som funktion av tryckfallet över förångaren.

Slutligen presenteras i fig 8.33 resultat från försöken med strilförångaren, där värmegenomgångstalet  $k$  avsatts som funktion av ytbelastningen  $\dot{q}_w$ ; storheterna är definierade i ekvation (6.8).

## 8.2 Resultat

## 8.2.1 Utvärdig matning av köldmediet

## 8.2.1.1 Slätt förångarrör

I fig 8.1 - 8.3 har för försöken med ett slätt kopparrör värmeövergångstalet  $\alpha_o^*$  avsatts mot ytbelastningen  $\dot{q}_o$ .

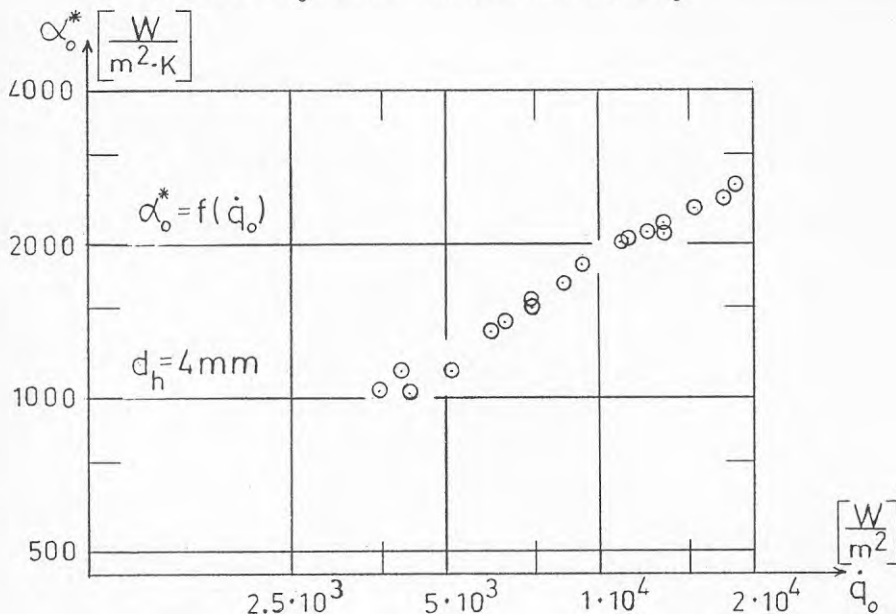


Fig 8.1. Värmeövergångstalet hänfört till förångarutloppet som funktion av ytbelastningen för slätt förångarrör med smal spalt.

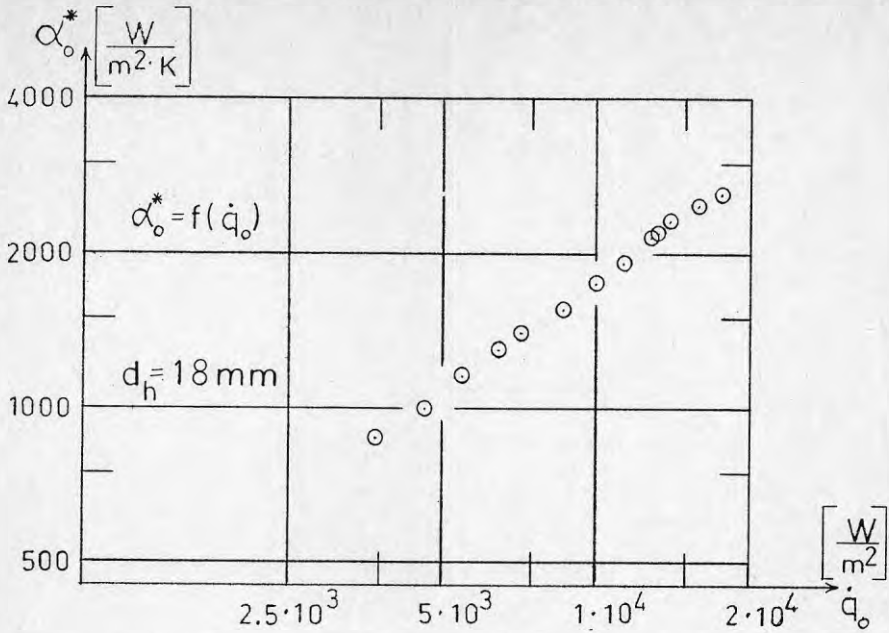


Fig 8.2. Värmeövergångstalet hänfört till förångarutloppet för slätt förångarrör med bred spalt.

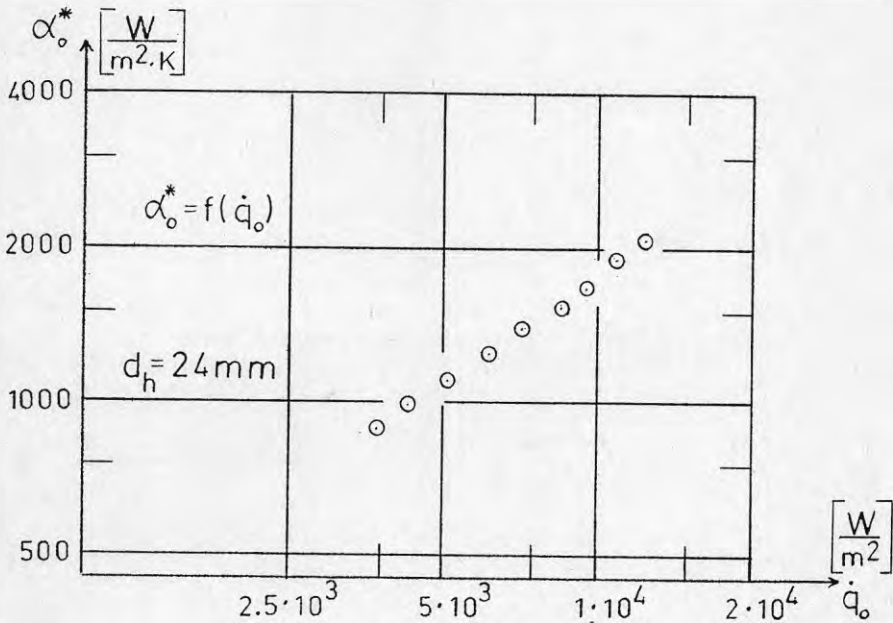


Fig 8.3. Värmeövergångstalet hänfört till förångarutloppet för slätt förångarrör utan blindpipa.

I fig 8.1 finns en antydning till en "knyck" vid  $\dot{q}_0 \approx 12,5 \text{ kW/m}^2$  på en tänkt rät linje representerande mätdata. Orsaken till detta skulle kunna vara ett omslag från en strömningsbild till en annan, exempelvis från annulärt flöde till ett pulserande flöde, se fig 7.4. Visuella iakttagelser i vätskeavskiljaren indikerar också att så är fallet.

En vägledning angående strömningsbilden kan vi få ur fig 7.5. Massflödet genom förångarspalten har varit ungefärligen konstant vid proven, se fig 7.7, och därmed har även masshastigheten  $G$ , definierad enligt ekvation (8.1), varierat inom ett snävt intervall;

$$G = \dot{m}/A_U$$

där  $\dot{m}$  = köldmedieflödet i kg/s

$$A_U = \text{genomströmningsarean i förångarspalten i m}^2$$

Masshastigheten  $G$  har för den smala förångarspalten legat mellan 585 och 710  $\text{kg/m}^2\text{s}$  för samtliga provpunkter. Enligt figur 7.5 skulle, vid denna masshastighet, ett omslag från annulär strömning till någon form av pulserande strömning ske vid  $x < 0,1$ . Med cirkulationstalet  $n$  definierat enligt ekvation (6.11), så gäller att  $n = 1/x_{ut}$ , där  $x_{ut}$  är ånghalten vid förångarens utlopp.

Om vi som medelvärde antar  $x = x_{ut}/2$ , det vill säga  $x = 1/(2n)$  så kan vi med hjälp av fig 8.8 se att vi ligger i gränsområdet mellan "churn" och "slug flow" vid de högsta ytbelastningar i försöket.

Det bör än en gång påpekas att fig 7.5 endast kan tjäna som kvalitativ vägledning, då den är uppritad för vatten med ett tryck av 70 bar.

För de övriga geometrierna som undersökts då ett slätt kopparrör användes som förångare finns ingen tendens till en "knyck" för mätpunkterna så som var fallet vid en smal förångarspalt, se fig 8.2 och 8.3. Utgående från detta samt att cirkulationstalen vid förångarspalten  $d_h = 18$  resp 24 mm varit mycket höga, (se fig 7.10 och 7.12), kan vi anta att slug respektive bubble flow råder vid samtliga dessa försökspunkter. Detta stöds också av observationer i synglaset i vätskeavskiljaren.

Vi ser också i figurerna att vi har ett uttalat ytbelastningsberoende. Trots att köldmediecirkulationen varierar kraftigt för de olika geometrierna är värmeövergångstalet  $\alpha_0^*$ , (det vill säga hänfört till vätskeavskiljaren) av samma storleksordning i de tre fallen. Man kunde vänta sig att en förångare med smal spalt leder till ett högre värmeövergångstal än en förångare med bred spalt. En smalare spalt leder till en högre ångandel vilket medför högre hastighet i spalten.

Vi utgår ifrån att vi har en konstant drivhöjd över förångaren. Vid den smala förångarspalten kommer vi att ha ett större friktionstryckfall än i den breda spalten medförande ett lägre massflöde vid smal förångarspalt jämfört med en bred förångarspalt. Om värmeövergångstalet hänfört till vätskeavskiljaren

är konstant skulle man kunna anta att den positiva effekten av ett högt friktionstryckfall vid smal förångarspalt uppvägs av det faktum att massflödet genom förångaren minskar, medan vi för förångaren med bred spalt får det omvända förhållandet mot vad som sagts ovan, det vill säga för värmeövergångstalet skulle vi ha ett massflödesberoende.

I fig 8.4 har det lokala värmeövergångstalet  $\alpha_0^m$ , definierat enligt ekvation (6.6), avsatts mot ytbelastningen  $\dot{q}_0$ . I figuren är två linjer, representerande tidigare undersökningar utförda av Danilowa och Masukewitch (1954) respektive Tscernobylski och Ratiani (1956), inlagda.

I den först nämnda undersökningen utgjordes försöksobjektet av en 276 mm hög glascylinder, med en diameter av 48 mm, vari ett stålrör med diametern 17 mm placerades, medförande att köldmediet, R 12, avkokade i en spalt. Förångningstemperaturen var i försöket  $+16^\circ\text{C}$ . Hur värmeövergångstalet definierats anges ej i referensen. Dock har provobjektet haft en mycket liten höjd. Därför leder antagandet att det presenterade resultatet motsvarar det lokala värmeövergångstalet i detta arbete troligen inte till något större fel. På grundval av mätdata uttog Danilowa och Masukewitch en ekvation,

$$\alpha = 3,4 \cdot \dot{q}_0^{0,7}$$

vilken finns representerad i fig 8.4. Viktigt att påpeka är att volymsfyllnadsgrad beträffande försöken inte anges i referensen.

I den andra undersökningen har provobjektet också haft en mycket liten höjd, (170 - 525 mm), och det får därför anses lämpligt att jämföra dessa resultat med det lokala värmeövergångstalet. Som köldmedium användes R 12. Förångningstemperaturen varierades här mellan  $-13$  till  $+16^\circ\text{C}$ , resultatet sammanfattades i ekvationen

$$\alpha = (8,0 + 0,027 \cdot t_2) \dot{q}_0^{0,6}$$

där  $t_2$  är förångningstemperaturen.

Vi ser i fig 8.4 att mätvärden från detta försök tyder på något högre värmeövergångstal än det tidigare presenterade undersökningarna. Speciellt vid en smal förångarspalt ligger försöksvärden över tidigare angivna ekvationer. En förklaring till detta skulle kunna vara att vi i detta försök har en inverkan av den påtvingade strömningen som uppstår i större utsträckning än vid de små förångarhöjderna som gällde för de tidigare undersökningar som nämnts.

Rohsenow (1952) föreslog att värmeövergången för bubble flow, se fig 7.4, kan bestämmas ur relationen

$$\dot{q} = \dot{q}_B + \dot{q}_K \quad (8.1)$$

där  $\dot{q}_B$  = överförd effekt genom punktkokning

$\dot{q}_K$  = överförd effekt genom påtvingad strömning

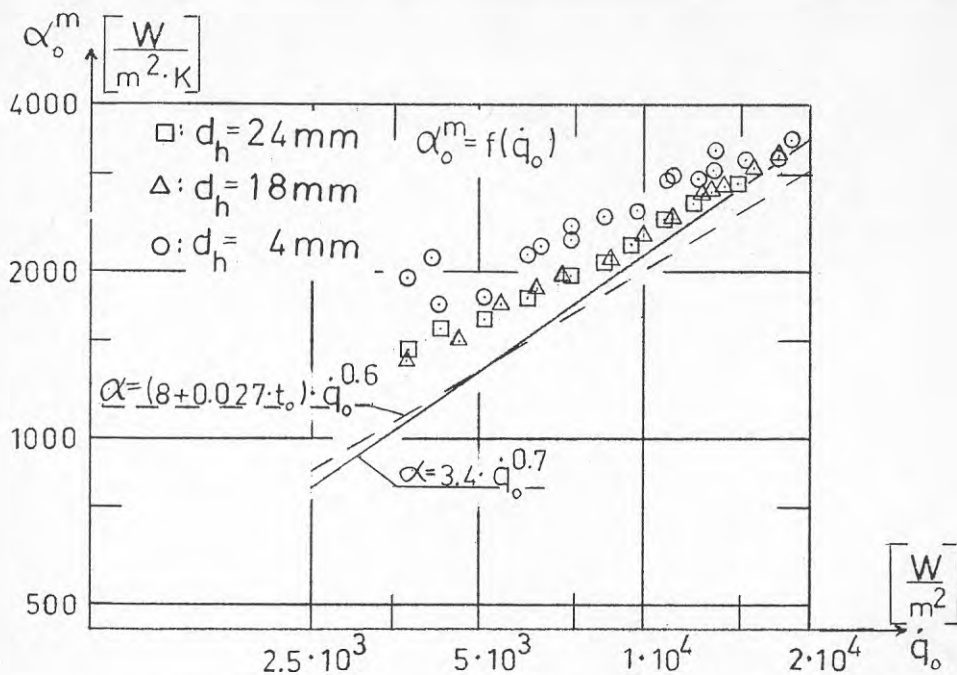


Fig 8.4. Det lokala värmeövergångstalet som funktion av ytbelastningen för slätt förångarrör, med eller utan blindpipa.

Pierre (1979) anger att värmeövergångstalet vid punktkokning kan skrivas

$$\alpha_B = A_k \cdot \dot{q}^{2/3} \quad (8.2)$$

där  $A_k$  = en konstant som beror av köldmedium och yttre betingelser

För R 12 och med en förångningstemperatur av  $0^\circ\text{C}$  ( $p \approx 3,1 \text{ bar}$ ) fås konstanten till  $A_k = 3,75$ , det vill säga

$$\alpha_B = 3,75 \cdot \dot{q}^{2/3} \quad (8.2b)$$

För den konvektiva värmeöverföringen kan värmeövergången, om Reynolds tal är tillräckligt stort, skrivas

$$\text{Nu} = 0,023 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \quad (8.3)$$

eller

$$(\alpha_k \cdot d_h) / \lambda' = 0,023 \left( (G \cdot d_h) / \mu' \right)^{0,8} \cdot \left( (\mu' \cdot c_p') / \lambda' \right)^{0,4}$$

där  $\alpha_k$  = värmeövergångstalet i  $\text{W/m}^2, \text{K}$

$d_h$  = hydrauliska diametern i m

$\lambda'$  = köldmedievätskans värmeledningstal i  $\text{W/m, K}$

$G = \dot{m}/A_u$  är masshastigheten i  $\text{kg/m}^2, \text{s}$

$\mu'$  = köldmedievätskans dynamiska viskositet i  $\text{Ns/m}^2$

$c_p'$  = köldmedievätskans värmekapacitet i  $\text{J/kg, K}$

Med R 12 som köldmedium och en förångningstemperatur av  $t_2 = 0^\circ\text{C}$  fås enligt Pierre (1969)  $\mu' = 266 \cdot 10^{-6} \text{Ns/m}$  och  $\lambda' = 0,071 \text{W/m, K}$ .

Enligt Ekroth (1983) är  $c_p' = 930 \text{J/kg, K}$  varmed

$$\text{Pr} = \mu' \cdot c_p' / \lambda' = 3,5$$

Värmeövergångstalet  $\alpha_o^m$  som enligt Rohsenows ansats kan skrivas

$$\alpha_o^m = \alpha_B + \alpha_k \quad (8.4)$$

har i fig 8.5 med utgångspunkt från uppmätta massflöden, och sambanden i ekv 8.2b och 8.3 inlagts som två linjer.

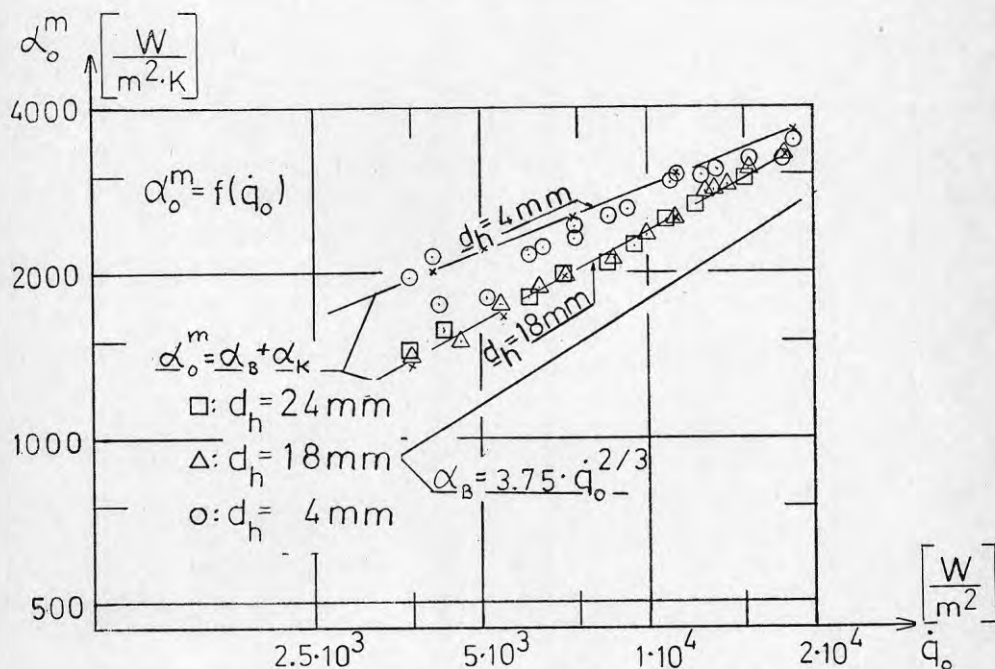


Fig 8.5. Det lokala värmeövergångstalet som funktion av ytbelastningen för slätt förångarrör, med eller utan blindpipa

Den övre linjen gäller för uppmätta massflöden vid försök med en hydraulisk diameter  $d_h = 4$  mm medan den undre linjen har beräknats med en hydraulisk diameter av 18 mm och med vid försöken uppmätta massflöden. I diagrammet har också inlagts ekvationen för punktkokning,  $\alpha_B = 3,75 \cdot \dot{q}^{2/3}$ . Vi ser att vi får en mycket vacker överensstämmelse mellan mätvärden och det som kalkylen för punktkokning tillsammans med påtryckt strömning ger. För den smala spalten ( $d_h = 4$  mm) tenderar värmeövergångstalet att ligga en aning under det från kalkylen beräknade värdet, medan mätdata för  $d_h = 18$  mm ger en mycket god överensstämmelse.

### 8.2.1.2 Rör med invändig ytförstoring

För förångarröret med invändig ytförstoring har den värmeöverförande ytan, och därmed värmeövergångstalet, definierats på två olika sätt: En värmeöverförande yta som ej tar hänsyn till ytförstoringen, det vill säga  $A_o = \pi \cdot d_i \cdot L$ . Värmeövergångstalet  $\alpha_o^*$  definieras då enligt ekvation (6.1). Om den ytförstorande aluminiumprofilen är inbegripen i ytan, se avsnitt 6, sid 20 så fås värmeövergångstalet,  $\alpha_{ekv}^*$ , ur ekvation (6.4).

I fig 8.6 har värmeövergångstalet  $\alpha_o^*$  avsatts mot ytbelastningen  $\dot{q}_o$ . Jämfört med resultatet för släta kopparrör ser vi att värmeövergångstalet är betydligt större för det ytförstorade röret än för det släta. Ökningen svarar mot en faktor 1.8 ä 1.9.

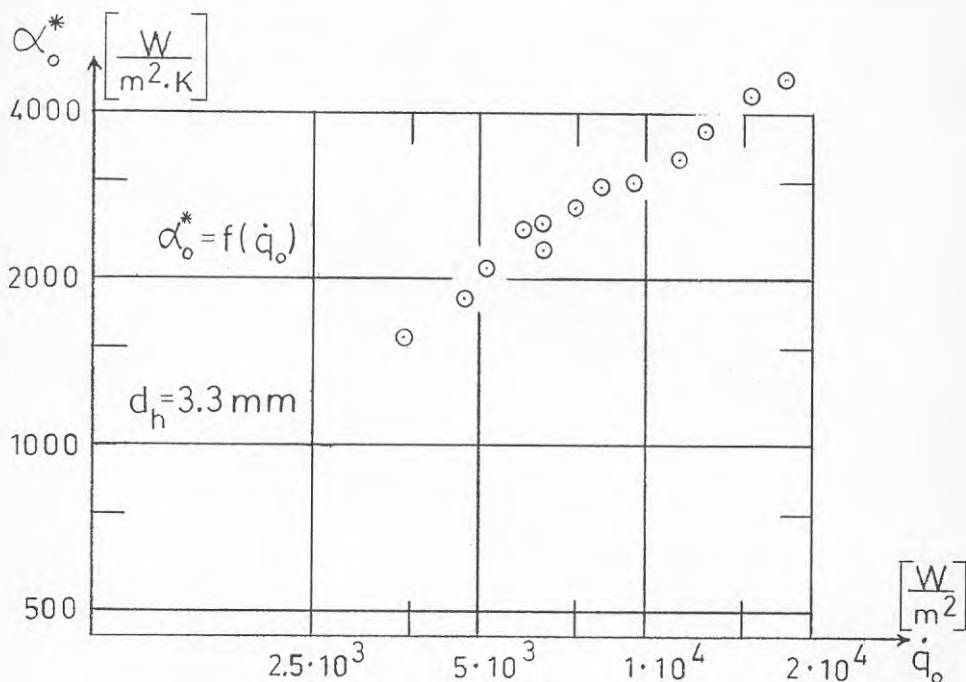


Fig 8.6. Värmeövergångstalet hänfört till förångarutloppet, som funktion av ytbelastningen för det invändigt ytförstorade röret. Värmeövergångstalet är baserat på grundytan (utan hänsyn till den ytförstorande insatsen).



Brendeng och Aflekt (1984) anger vid prov med ett horisontellt rör ett förhållande mellan rör med "turbulatorer" och rör utan till  $(\alpha_{\text{turb}}/\alpha_0) = 2,2$  vilket enligt författarna ligger nära andra undersökningar (Lazarek (1980)). Överensstämmelsen är relativt god även med de egna resultaten.

I fig 8.7 har det ekvivalenta värmeövergångstalet,  $\alpha_{\text{ekv}}^*$ , uppriktats som funktion av den ekvivalenta ytbelastningen,  $\dot{q}_{\text{ekv}}$ , se ekvation (6.4).

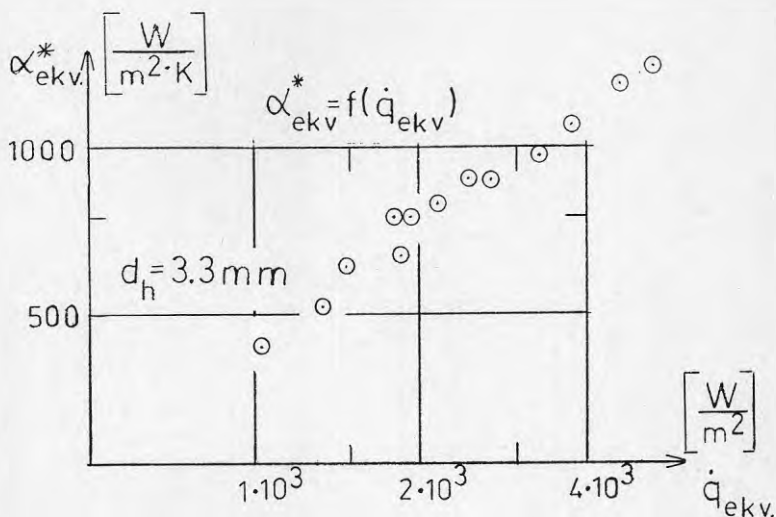


Fig 8.7. Värmeövergångstalet hänfört till vätskeavskiljaren som funktion av ytbelastningen för det invändigt ytförstorade röret; Den ytförstorande aluminiumprofilen medräknas i den värmeöverförande ytan.

I fig 8.8, där det ekvivalenta värmeövergångstalet avsatts mot ytbelastningen  $\dot{q}_{\text{ekv}}$ , har mätresultat för alla geometrierna sammanförts. (För det släta röret gäller naturligtvis att  $\dot{q}_{\text{ekv}} = \dot{q}_0$  och därmed att  $\alpha_{\text{ekv}}^* = \alpha_0^*$ .)

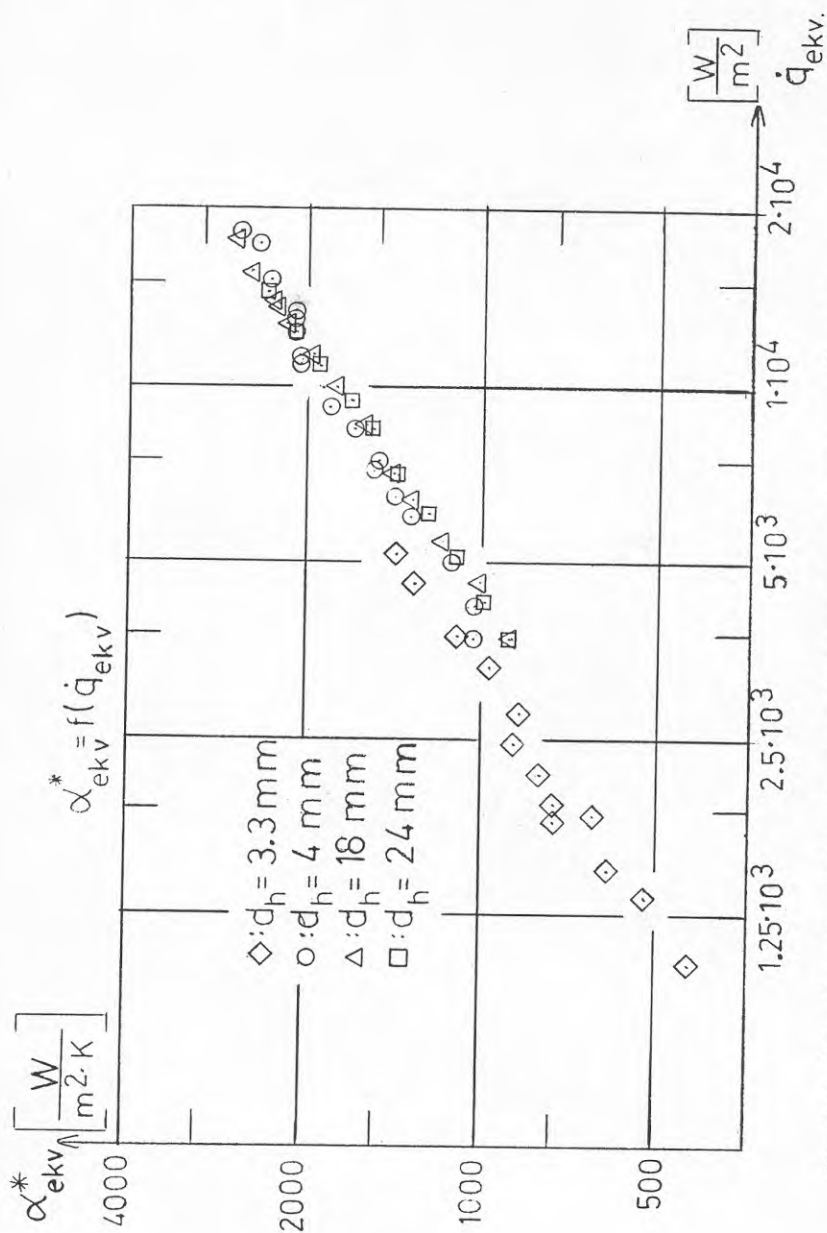


Fig 8.8. Värmeövergångstalet  $\alpha_{ekv}^*$  som funktion av ytbelastningen  $\dot{q}_{ekv}$  för samtliga provobjekt.

I det tidigare nämnda arbetet av Tschernobylski och Ratiani (1956) redovisas försök, förutom för glatta rör, även för ytförstorade rör, se fig 8.9. Resultatet blev det omvända mot vad som erhållits här. Med ytförstoringen inberäknad i den värmeöverförande ytan blev värmeövergångstalet vid dessa prov lägre än för det samma för ett slätt rör. Referensen varifrån figuren hämtats anger dock varken fyllnadsgrad (masshastighet) eller flänsverkningsgrad. Man skulle utifrån figuren kunna misstänka att flänsverkningsgraden inte beaktats utan att den schablonmässigt satts till  $\xi = 1$ .

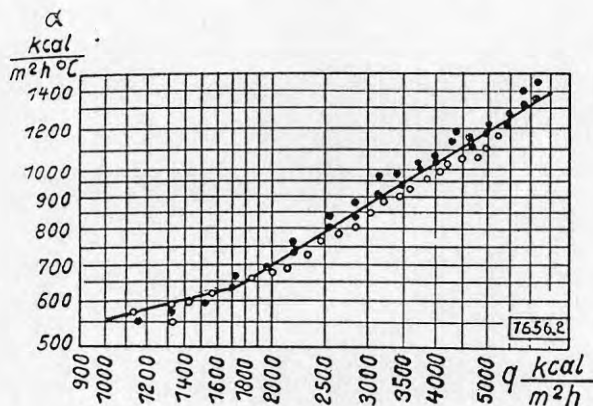


Fig 8.9. Ur Tschernobylski och Ratiani (1956)

En annan redovisningsform av resultaten i fig 8.8 visas i fig 8.10, där överförd effekt/ytenhet,  $\dot{q}_{eky}$ , avsatts mot nödvändig temperaturdifferens för att överföra effekten,  $\Delta t_i^*$ .

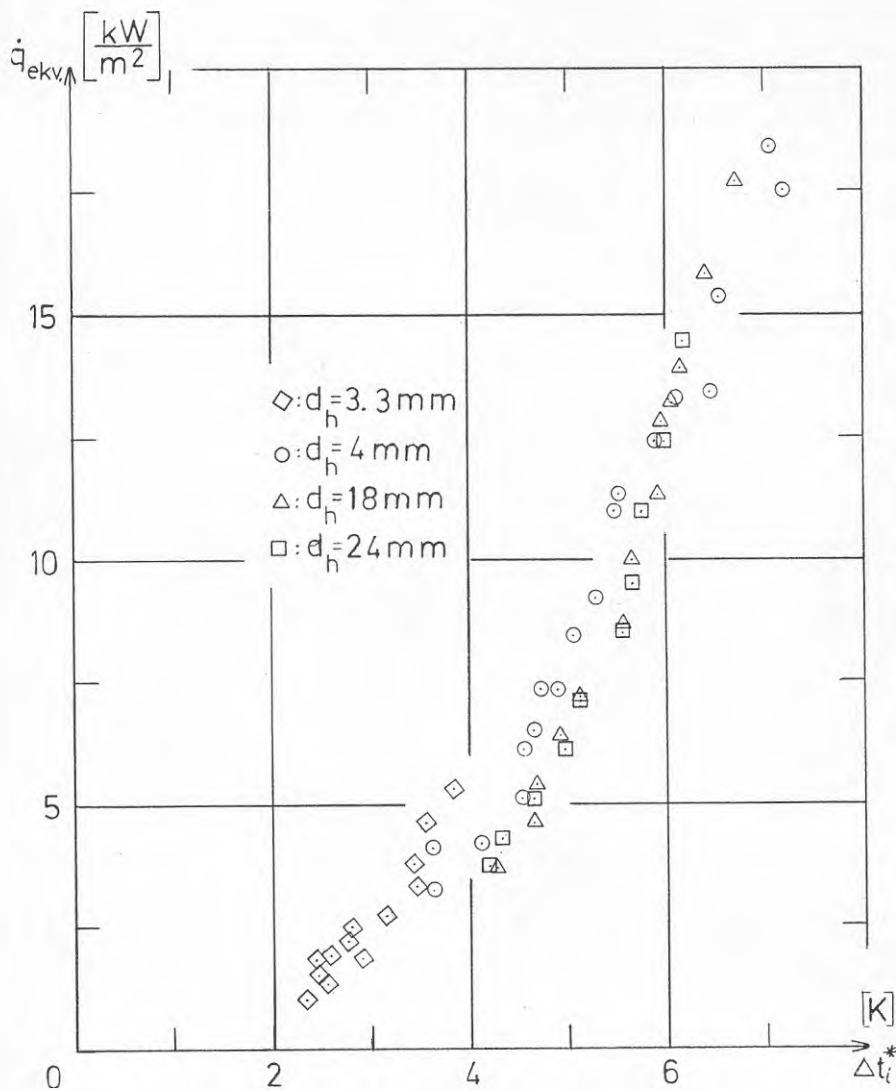


Fig 8.10 . Överförd effekt per ytenhet som funktion av nödvändig temperaturdifferens. Förångningstemperaturen är hänförd till förångarutloppet.

I fig 8.11 redovisas det lokala värmeövergångstalet  $\alpha_{ekv}^m$  som funktion av ytbelastningen  $\dot{q}_{ekv}$  för det ytförstorade röret. I figuren är linjer inlagda som representerar värmeövergångstalet enligt Rohsenows korrelation, se ekvation (8.1). Vi ser att överensstämmelsen mellan mätdata och korrelationen är mindre god. Mätdata ligger genomgående över vad korrelationen ger.

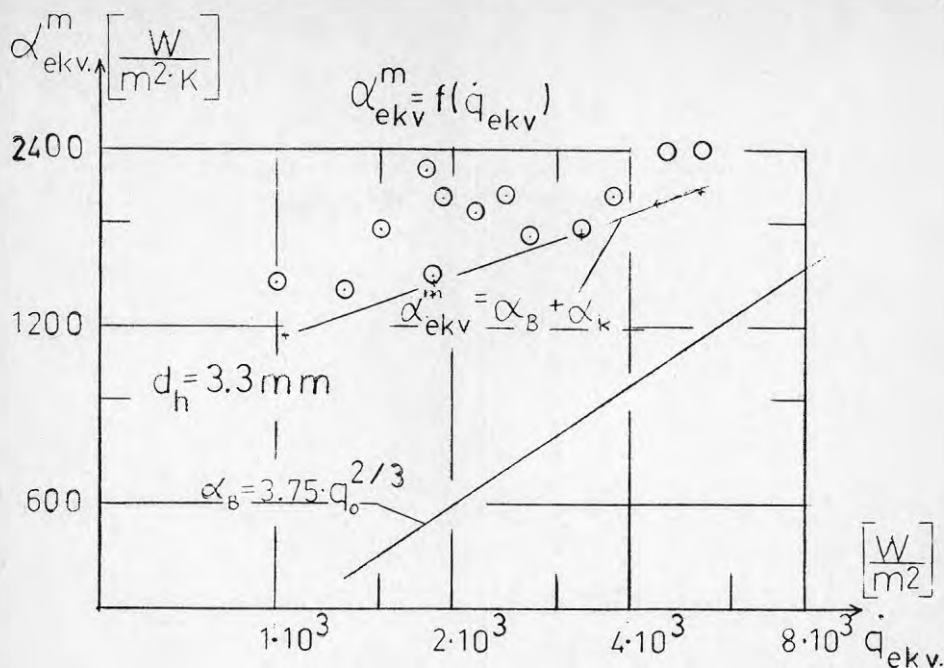


Fig 8.11. Det lokala värmeövergångstalet som funktion av ytbelastningen för det invändigt ytförstorade röret.

Pierre (1969) anger att värmeövergången i horisontella rör vid ofullständig förångning kan representeras av ekvationen

$$Nu = 1,1 \cdot 10^{-3} \cdot (Re \cdot K_f)^{0,5} \quad (8.5)$$

eller, med här använda beteckningar

$$(\alpha_{ekv}^m \cdot d_h) / \lambda' = 1,1 \cdot 10^{-3} \cdot ((G \cdot d_h) / \mu') \cdot (\Delta i / (L \cdot g))^{0,5}$$

där  $\alpha_{ekv}^m$  = det lokala värmeövergångstalet i  $W/m^2, K$

$\Delta i$  = köldmediets entalpiändring i  $J/kg$

$L$  = förångarens längd (höjd) i  $m$

$g$  = tyngdaccelerationen i  $m/s^2$

Övriga beteckningar enligt ekvation (8.3)

Med cirkulationstalet  $n$  definierat enligt ekvation (6.11) fås köldmediets entalpiändring enligt

$$\Delta i = r/n$$

där  $r$  = köldmediets ångbildningsvärme i  $J/kg$

Pierre uttog sambandet på basis ur försöksdata från försök med köldmedierna R 12, R 22 och R 502. Förångningstemperaturen har legat mellan  $-20^{\circ}\text{C}$  och  $0^{\circ}\text{C}$ . Massandelen ånga har i försöken vid inloppet varit 0,15 - 0,2 och vid utloppet 0,5 till 0,9. Pierres undersökningar avsåg endast horisontella rör.

Vi ser i fig 8.12 att vi trots avvikelser i förutsättningar har en tämligen god överensstämmelse mellan teori och försöksdata för de försök där vi haft ingen ( $d_h = 24$  mm) eller smal ( $d_h = 18$  mm) blindpipa. För de mätserier där förångningen skedde i en smal spalt så ser vi att både för det släta förångarröret ( $d_h = 4$  mm) och för det ytförstorade ( $d_h = 3,3$  mm) så avviker mätdata kraftigt från den av Pierre angivna korrelationen. Det bör dock påpekas att vid Pierres försök avkokade köldmediet i rena rör och inte i spalter.

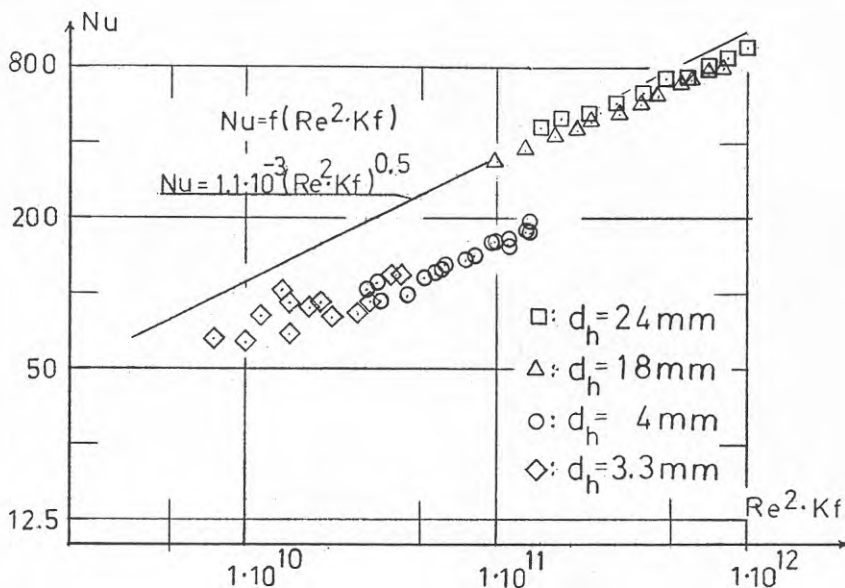


Fig 8.12. Dimensionslös representation av värmeövergången för provade geometrier.

I fig 8.13 - 8.16 redovisas rörväggstemperaturer längs röret för några olika ytbelastningar och geometrier som har undersökts.

○:  $\dot{q}_e = 18400 \text{ W/m}^2$   
 □:  $\dot{q}_e = 11000 \text{ W/m}^2$   
 △:  $\dot{q}_e = 5100 \text{ W/m}^2$

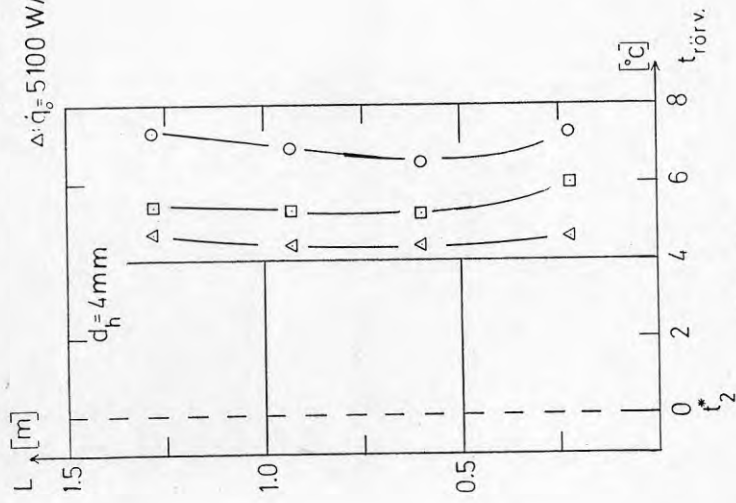


Fig 8.13

Fig 8.13 - 8.14. Exempel på rörväggstemperaturer längs förångaröret vid några olika ytelastningar för smäl (  $d_h = 4 \text{ mm}$ ) respektive bred ( $d_h = 18 \text{ mm}$ ) förångarspält.

○:  $\dot{q}_e = 17700 \text{ W/m}^2$   
 □:  $\dot{q}_e = 11300 \text{ W/m}^2$   
 △:  $\dot{q}_e = 4600 \text{ W/m}^2$

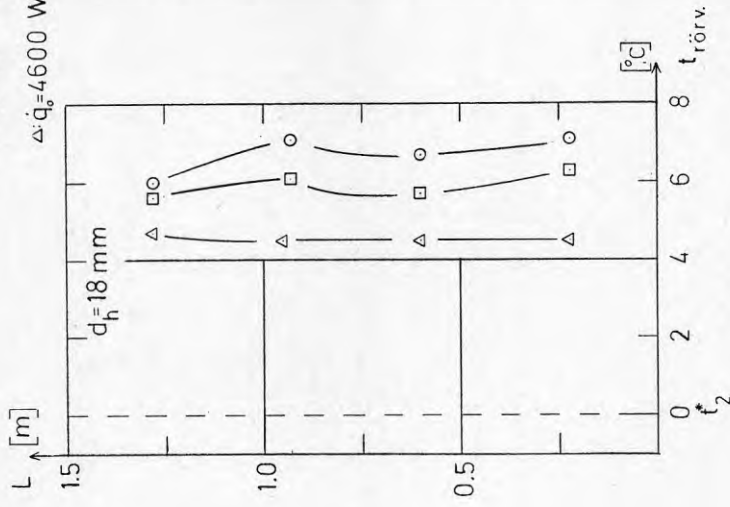


Fig 8.14

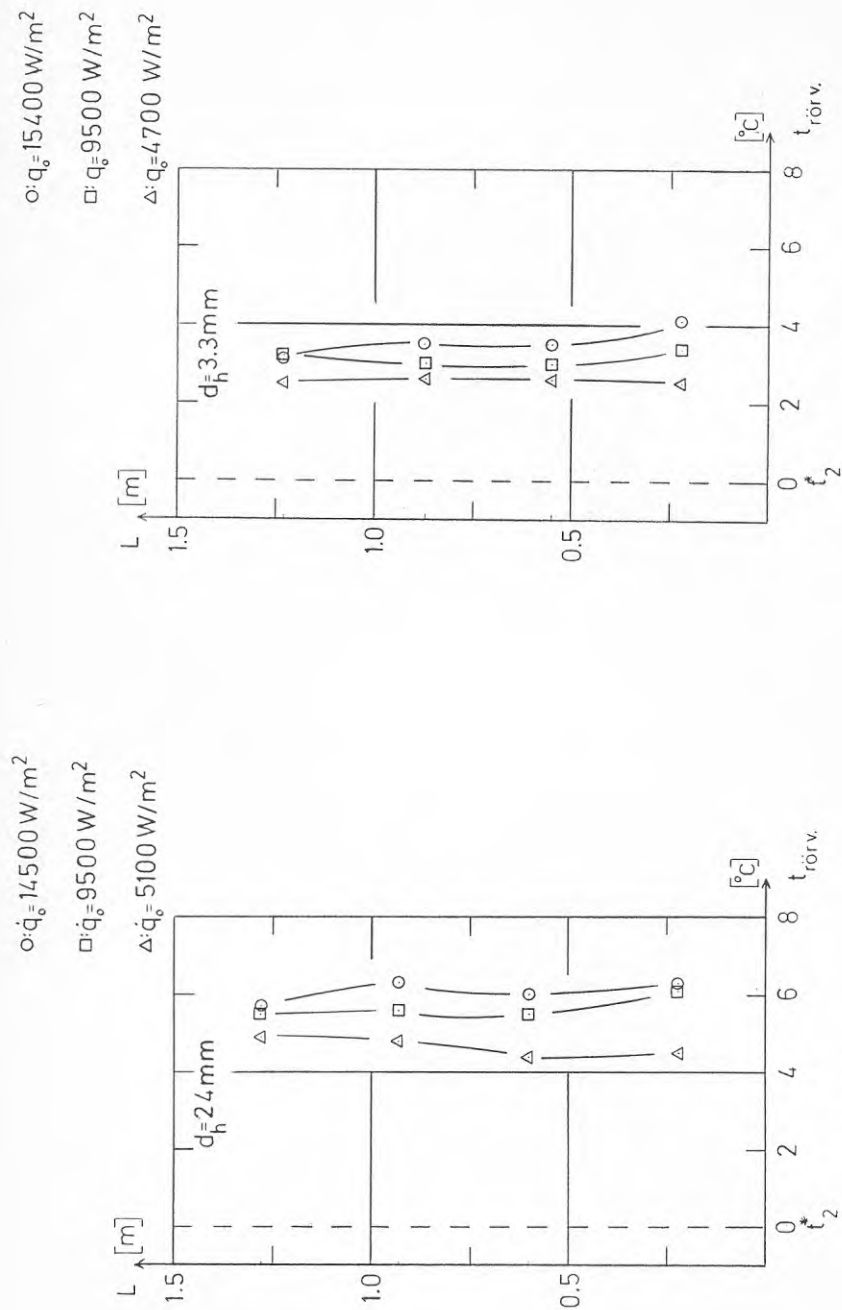


Fig 8.16

Fig 8.15

Fig 8.15 - 8.16. Exempel på rörväggstemperaturer längs förlängarrörret vid några olika ytbelastningar för slätt rör utan blindpipa ( $d_h = 24 \text{ mm}$ ) respektive rör med invändig ytförstoring ( $d_h = 3,3 \text{ mm}$ ).



### 8.2.1.3 Inverkan av cirkulationstal och tryckfall i förångaren vidare belyst.

Vi har tidigare sett hur massflödet på köldmediesidan påverkade värmeövergången i samband med att Pierres och Rohsenows korrelationer diskuterades. Nedan redovisas resultat från försök där köldmedieflödet ströps, det vill säga tryckluckan över förångaren minskades.

Från dessa prov har värmeövergångstalet som funktion av cirkulationstalet upprättats dels för slätt rör med blindpipa ( $d_h = 4$  respektive 18 mm) dels för det invändigt ytförstorade röret,  $d_h = 3,3$  mm i fig 8.17 - 8.19.

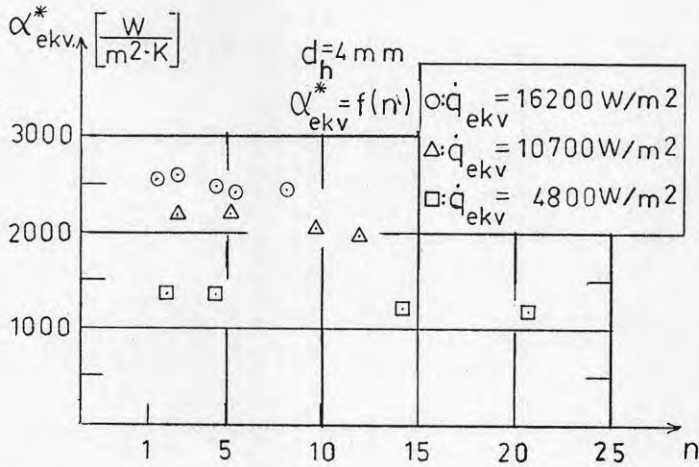


Fig 8.17. Värmeövergångstalet, hänfört till förångarutloppet, som funktion av cirkulationstalet för slätt förångarrör med smal spalt.

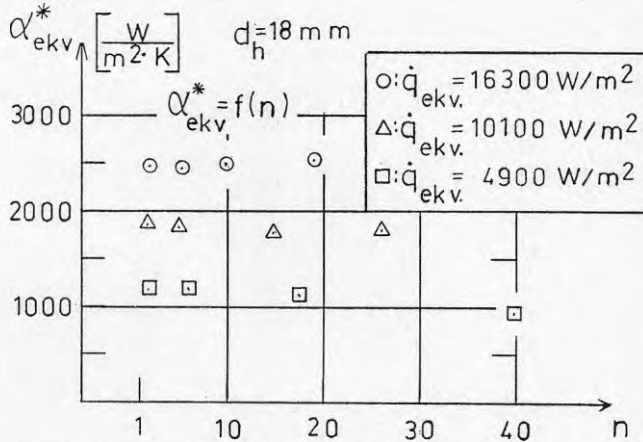


Fig 8.18. Värmeövergångstalet, hänfört till förångarutloppet som funktion av cirkulationstalet för slätt förångarrör med bred spalt.

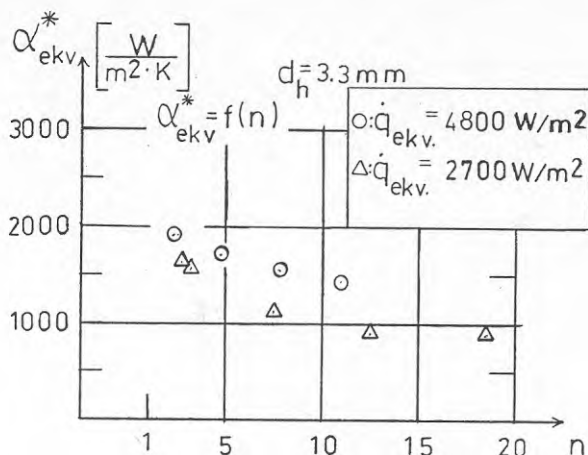


Fig 8.19. Värmeövergångstalet hänfört till förångarutloppet som funktion av cirkulationstalet för det invändigt ytförstorade röret.

I figuren ser vi att för det släta röret ( $d_h = 4$  respektive 18 mm), är värmeövergångstalet (hänfört till vätskeavskiljaren) i stort sett konstant, det vill säga inflytandet av köldmedieflödet är litet. För det ytförstorade röret ( $d_h = 3,3$  mm) fås en markerad minskning av värmeövergångstalet  $\alpha_{ekv}^*$  då flödet ökar.

Ett annat sätt att presentera värmeövergången vid varierande köldmedieflöde är att avsätta temperaturdifferensen mellan köldmedium och rörväggs medeltemperatur,  $\Delta t_i^*$ , där förångningstemperaturen är hänförd till utloppet, mot tryckfallet över förångaren,  $\Delta p$ . Resultatet i denna presentationsform redovisas i fig 8.20 - 8.22. I figurerna har inlagts streckade linjer, som anger den temperaturdifferens  $\Delta t_i^*$  som skulle erhållas om den lokala medeltemperaturdifferensen,  $\Delta t_i^m$ , definierad enligt

$$\Delta t_i^m = \Delta t_i^* = (dp/dt)_a \cdot \Delta p_m \quad (8.6)$$

vore konstant. Tryckfallet  $\Delta p_m$  är definierat i fig 6.3.

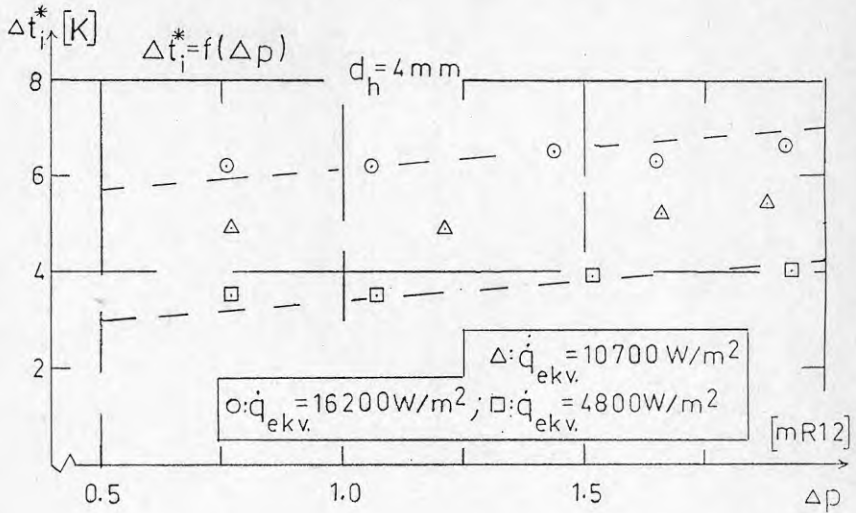


Fig 8.20. Temperaturdifferens mellan rörvägg och köldmedium som funktion av tryckfallet över förångaren för slätt förångarrör med smal spalt.

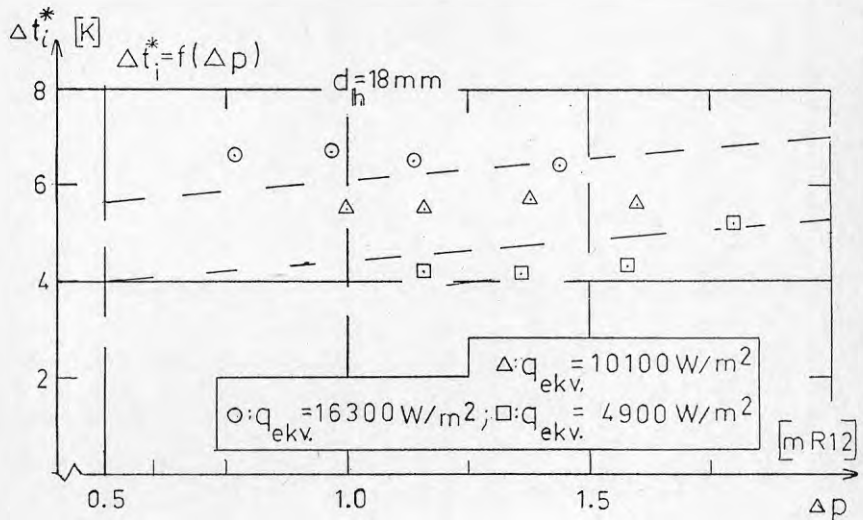


Fig. 8.21. Temperaturdifferens mellan rörvägg och köldmedium som funktion av tryckfallet över förångaren för slätt förångarrör med bred spalt.

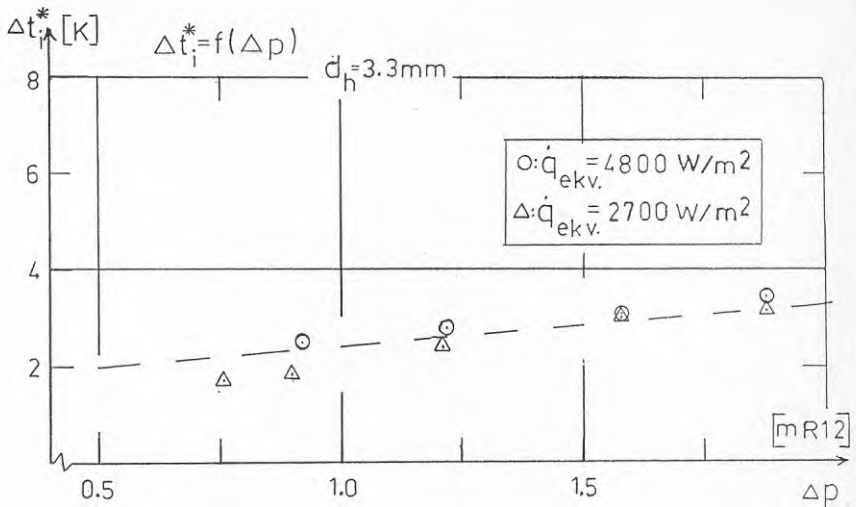


Fig 8.22. Temperaturdifferens mellan rörvägg och köldmedium som funktion av tryckfallet över förångaren för det invändigt ytförstorade röret.

För försök med släta rör ( $d_h = 4 \text{ mm}$  respektive  $18 \text{ mm}$ ) synes inverkan, som tidigare påpekats, på värmeövergången liten, speciellt vid höga ytbelastningar. Vid de lägre ytbelastningarna tenderar temperaturdifferensen  $\Delta t_i^*$  att sjunka något med minskande massflöde. För det invändigt ytförstorade röret ser vi att vi har ett uttalat tryckfallsberoende hos temperaturdifferensen  $\Delta t_i^*$ , där också ytbelastningen är låg. Eftersom temperaturdifferensen  $\Delta t_i^*$  sjunker med ytbelastningen, se fig 8.12, så torde förångaren vara känsligare för ändring i tryckfall vid låga ytbelastningar än vid höga.  $\Delta p$  har ju ett uppåt begränsat värde och med en växande temperaturdifferens  $\Delta t_i^*$  avtar dess inverkan, jämför ekvation (8.6)

Haukås (1983) redovisar för en vertikal strilförångarkonstruktion ett värmegenomgångstal ( $k$ -värde) som är förhållandevis okänsligt för ändring i tryckfall, se fig 8.23. Detta indikerar att värmövergångstalet på köldmediesidan i stort sett är konstant, vilket ju även tycks gälla för de försök som här genomförts med ett slätt rör som förångare.

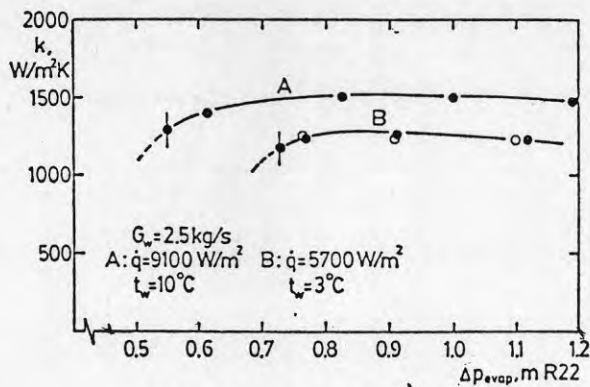


Fig 8.23. Ur Haukås (1983)

Den av Haukås redovisade förångarkonstruktionen bestod av ett antal tuber med kvadratisk tvärsnitt mellan vilka smala kanaler hade inbyggts i vilka köldmediet kokade av.  $k$ -värdet i fig 8.23 är hänfört till vattensidan och förångningstemperaturen till förångarutloppet. Som köldmedium användes R 22. Som möjlig orsak till  $k$ -värdets okänslighet för tryckfallsändring anför Haukås dels ojämn fördelning av köldmediet i förångaren, dels att kärnkokning skulle spela en mera dominerande roll än väntat. Möjligheterna till förbättring skulle därmed vara små.

För en strilförångare bestående av en vertikal, 2 m hög platta med smala, vertikala kanaler redovisar Haukås (1984) förångarens  $k$ -värde och cirkulationstal som funktion av tryckluckan över förångaren enligt fig 8.24.

Logaritmiska medeltemperaturdifferensen hänförd till förångarutloppet är för värden i figuren ca 5 K enligt Haukås. För försök med R 12 och en temperatur på inkommande vatten av 30°C ser vi att vi har ett kraftigt beroende av tryckluckan (medieflödet) över förångaren hos  $k$ -värdet, vilket innebär att värmeövergångstalet hänfört till förångarutloppet stiger markant med minskande trycklucka. Vi ser också i figuren att det optimala cirkulationstalet är nära 1.

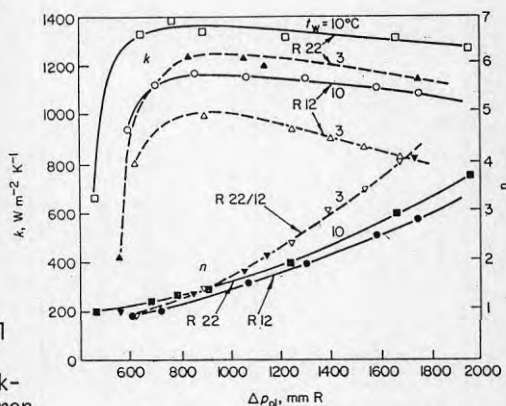


Fig 8.24. Ur Haukås (1984)

I fig 8.25 - 8.27 redovisas rörväggstemperaturer längs förångaren för de olika provade geometrierna.

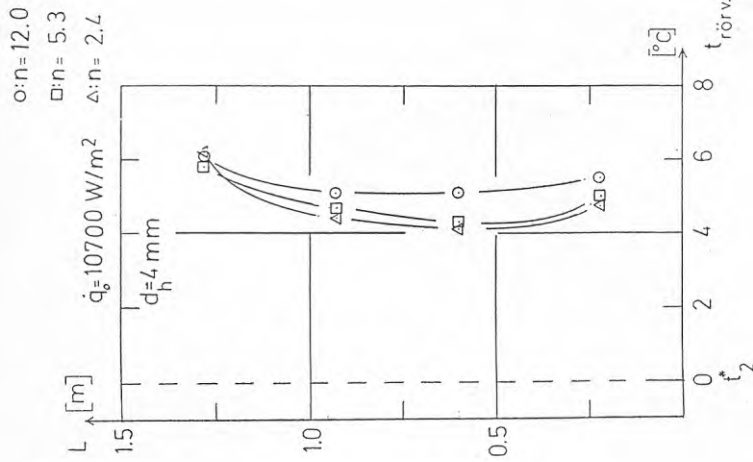


Fig 8.25

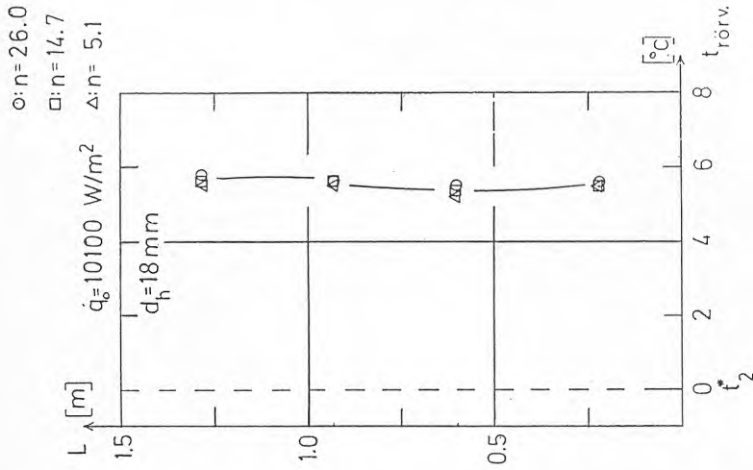


Fig 8.26

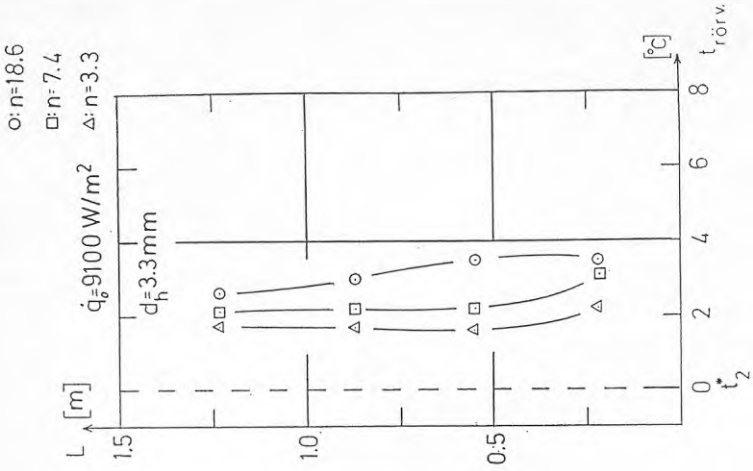


Fig 8.27

Fig 8.25 - 8.27. Exempel på rörväggstemperaturer längs förångarröret vid några olika cirkulationstal för slätt förångarrör med smalt spalt ( $d_h = 4 \text{ mm}$ ), bred spalt ( $d_h = 18 \text{ mm}$ ) respektive för det invändigt ytförstorade röret ( $d_h = 3,3 \text{ mm}$ )

## 8.2.2 Invändig matning av köldmediet

I fig 8.28 - 8.29 har värmeövergångstalet hänfört till vätskeavskiljaren  $\alpha_0^*$  uppritats som funktion av ytbelastningen  $\dot{q}_0$  för de två olika fallrör som användes.

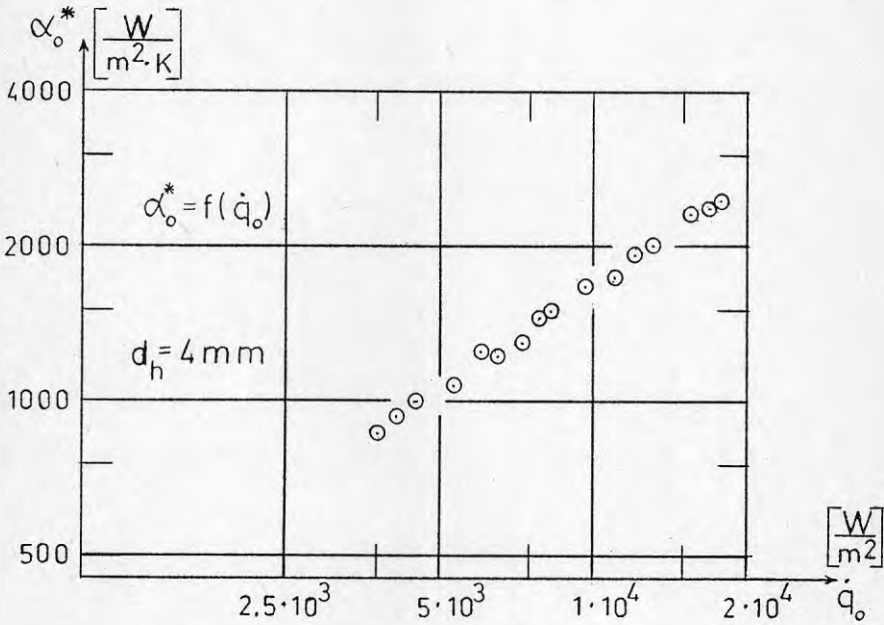
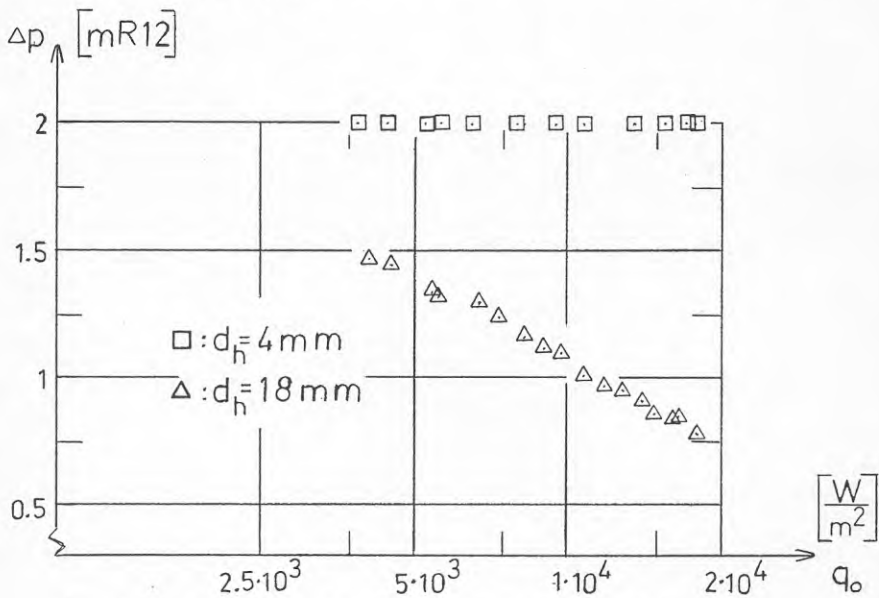
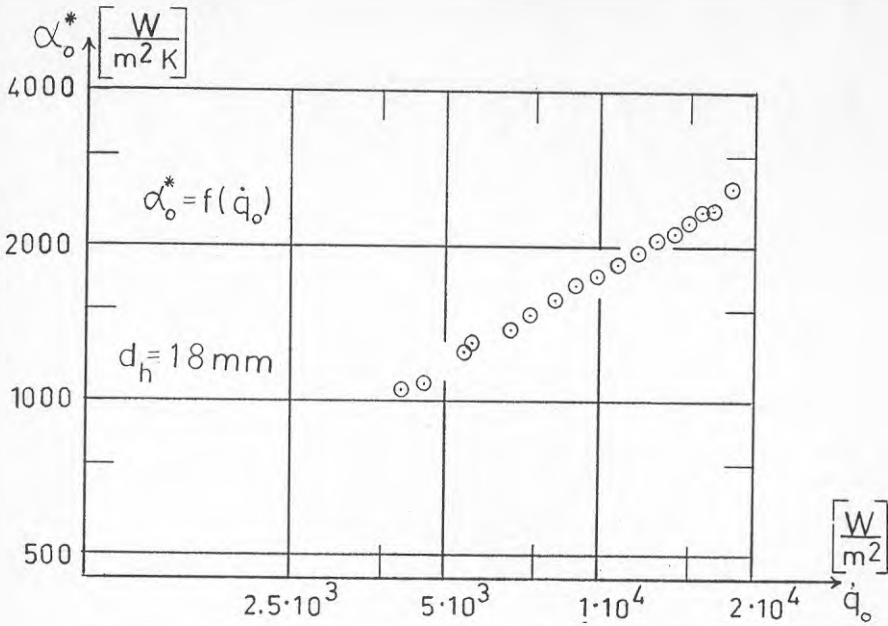


Fig 8.28. Värmeövergångstalet hänfört till förångarutloppet som funktion av ytbelastningen för slätt förångarrör med smal spalt.

Trots att tryckluckan över förångaren varierar kraftigt för de olika geometrierna, se fig 8.30, så är värmeövergångstalet  $\alpha_0^*$  i samma storleksordning för förångarspalt med en hydraulisk diameter  $d_h$  lika med 4 mm (grovt fallrör) respektive 18 mm (smalt fallrör). Detta står i samklang med vad som presenterats i avsnitt 8.2.1.1. Hänfört till vätskeavskiljaren synes värmeövergångstalet oberoende av tryckluckan så länge tillräcklig vätning av den värmeöverförande ytan förefinnes (innebärande cirkulationstal över 1).

I fig 8.31 - 8.32 är rörväggstemperaturen längs röret för några driftfall inritade vid försök med invändig matning av köldmediet.





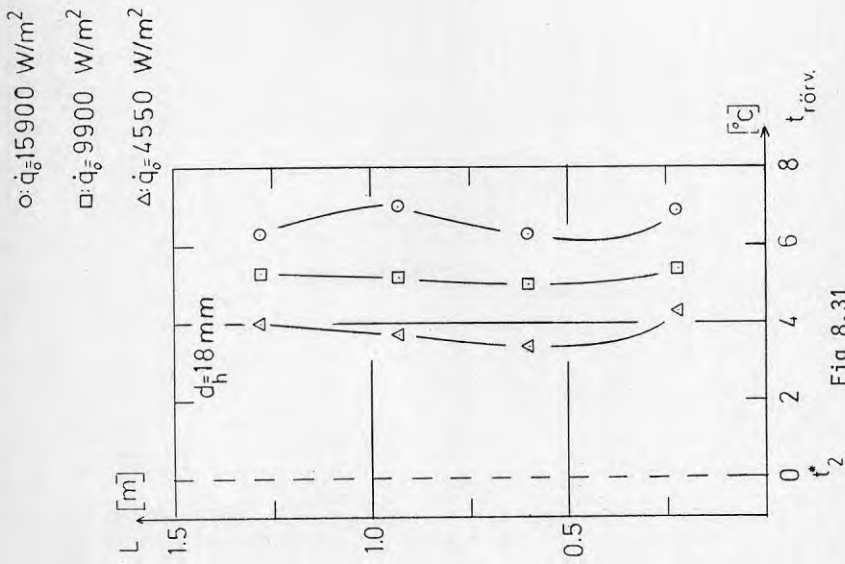


Fig 8.31

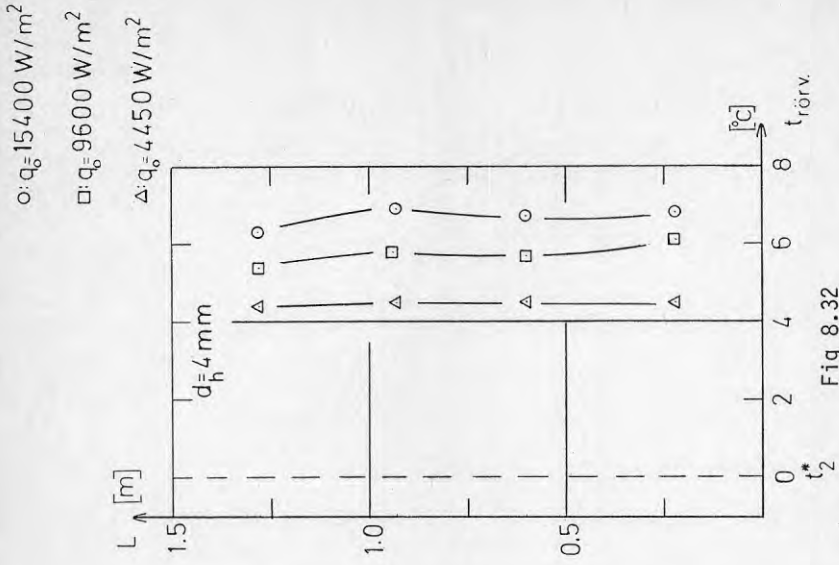


Fig 8.32

Fig 8.31-32. Exempel på rörväggstemperaturer längs förångarröret vid några olika ytbelastningar och invänd matning av köldmediet för smal ( $d_h = 4 \text{ mm}$ ) respektive bred ( $d_h = 18 \text{ mm}$ ) förångarspalt.

## 8.2.3 Värmegenomgångstalet för strilförångaren

Med utgångspunkt från de resultat som presenterats tidigare inses att genom att använda ett förångarrör med ytförstoring på köldmediesidan skulle man kunna bygga en förångare arbetande med en liten temperaturdifferens mellan köldmediet och vattenfilmen, och därmed effektivt utnyttja den värmeöverförande ytan.

Det dubbelrör som användes i dessa försök redovisas i fig 3.2 sid 5. Ytförstoringen på köldmediesidan utgjorde av ett tunt kopparband lindat i spiral som fastlötts på det inre röret var- efter det yttre röret krängts på.

Tillverkaren uppger en ytförstoringsfaktor av 4,56 mellan värmeöverförande yta och ytterrörets inneryta. Den hydrauliska diametern anges till 4,83 mm.

Prov utfördes dels med ett separat smalt fallrör, ( $d_y/d_i = 6/4$  mm), dels fick det inre röret fungera som fallrör. Ett skarvrör insattes då mellan vätskeavskiljaren och förångarröret.

Temperatursänkningen på vattnet har varit runt  $1,8^\circ\text{C}$ .

Reynolds tal på vattenfilmen har legat mellan  $1650 < \text{Re} < 5000$ .

I fig 8.33 har förångarens uppmätta värmegenomgångstal,  $k$ -värde, hänfört till vattensidan och med förångningstemperaturen hänförd till vätskeavskiljaren, avsatts mot ytbelastningen  $\dot{q}_w$ , se ekvation (6.8). Ringarna (o) i figuren representerar mätdata då det inre röret användes som fallrör och trianglarna ( $\Delta$ ) står för prov med ett smalt fallrör. Som synes inverkade inte fallrörets dimension mätbart på resultatet.

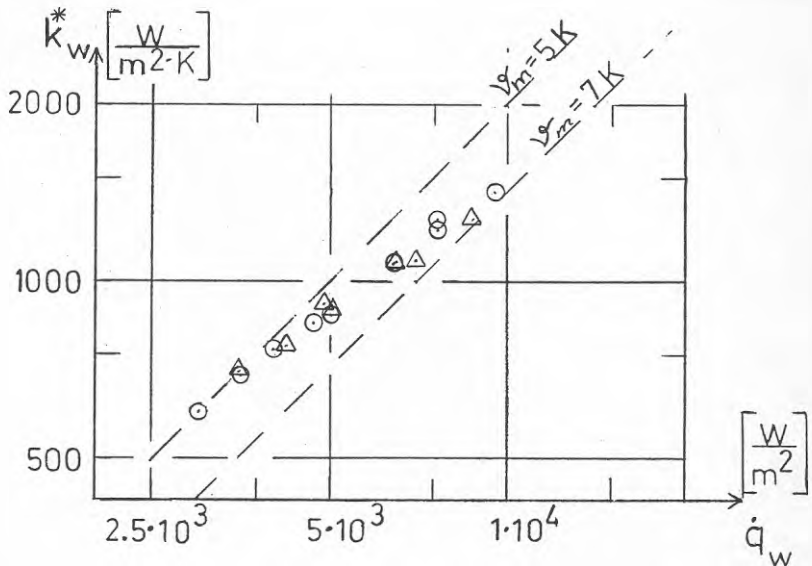


Fig 8.33

Det bör påpekas att flänverkningsgraden för detta rör torde vara dålig. Då insatsen (innerrör plus kopparband) knackades ur en provbit ur ett liknande rör kunde man se att en stor del av ytterröret uppenbarligen inte hade full kontakt med flänsarna. Uppskattningsvis hade 75 - 80% av flänsarna kontakt med ytterrörets inneryta. Detta måste ha påverkat k-värdet kraftigt. En större medeltemperaturdifferens har nu krävts för att överföra en given effekt än om kopparbandet hade haft fullständig kontakt med ytterröret.

Trots detta får man säga att förångaren uppvisar ett hyggligt k-värde. Genom att utnyttja rör med bättre termisk kontakt mellan ytterrör och flänsar bör resultatet vidare kunna förbättras.

### Massflödet på köldmediesidan

Volymflödet som använts vid beräkningen av massflödet har uppmätts med en ringkolvmätare som kalibrerats på fabrik. Mätaren uppger ett fel av 1% vid flödet 500 l/h och 1,5% vid ett flöde av 60 l/h.

Köldmedievätskans densitet har genomgående satts lika med densiteten för köldmedium med en temperatur av  $0^{\circ}\text{C}$ ;  $\rho = \rho_{(t=0)^{\circ}\text{C}}$ . För de försök där köldmedieflödet uppmätts har förångningstemperaturen hänfört till vätskeavskiljaren maximalt avvikit med  $\pm 1^{\circ}\text{C}$ . Med en lokal förångningstemperatur som maximalt avviker från förångningstemperaturen hänfört till vätskeavskiljaren med  $((dt/dp)_{\dot{a}} \cdot \rho_{(t=0)} \cdot g \cdot H) / 2 \approx 1,5^{\circ}\text{C}$  blir maximala temperaturavvikelsen ca  $2,5^{\circ}\text{C}$ . Med köldmediets densitet från Ekroth (1983) fås en maximal avvikelse mindre än 1%.

Sammantaget torde det totala felet vid massflödesbestämning på köldmediesidan ligga inom  $\pm 2,5\%$ .

### Tryckfall

Tryckfallet över förångaren har uppmätts med hjälp av en kvicksilverfylld U-rörsmanometer. Tryckfallet har en tendens att pulsera något men maximalt avläsningsfel torde vara cirka 5 mm kvicksilverpelare. Den lägsta avlästa tryckdifferensen var cirka 80 mm kvicksilverpelare medförande ett maximalt fel av 6 ä 7%.

### Effekt

Effekten beräknades enligt ekvation (6.2) vid bestämning av värmeövergångstalet på köldmediesidan. Den till brinekretsen tillförda effekten uppmättes med en kWh-mätare och en wattmeter med en noggrannhetsklass av 0,5. Med mätområdet 1200 W fås då det maximala felet i tillförd el-effekt =  $\pm 6$  W. Minsta uppmätta effekt var 280 W vilket ger ett maximalt fel av  $6/280 \cdot 100 = 2\%$ .

Värme (energi-) flödet från kWh-mätaren klockades under så lång tid att felet fås anses försumbart, vad avser tidmätningen.

Om vi räknar med ett värmeledningstal för den 20 mm tjocka isoleringen av  $\lambda = 0,04$  W/m,K samt ansätter värmeövergångstalet mellan isoleringen och omgivningen till  $10$  W/m<sup>2</sup>K så fås värmeinläckningen till  $Q_{in1} \approx 5$  W vilket motsvarar ca 1% av minsta överförda effekt mellan köldbärare och köldmedium.

Temperaturdifferenser i ekvation (6.2) avlästes såsom sträckor på en potentiometer angivande utslaget i millivolt med en noggrannhet av runt 1 mm medförande ett maximalt fel av 2 mm. Minsta avlästa sträcka var 30 mm vilket ger ett avläsningsfel av 7%.

Det totala avläsningsfelet vid effektbestämning för försöksobjekt som belastats med en köldbärarkrets blir alltså maximalt  $\pm 10\%$ .

För strilförångaren där effekten bestämdes enligt ekvation (6.9) uppsamlades vattenflödet i ett kärl under en uppmätt tid. Kärlet vägdes sedan på en våg vars maximala fel är 50 gram. Med en minsta vattenmängd av 15 kg blir maximala felet  $(50 \cdot 10^{-3} / 15) \cdot 100 \approx 0,3\%$ . Felet i den uppmätta tiden anses försumbart.

Värmeinläckningen uppgår med ett antaget värmeövergångstal på utsidan av  $10 \text{ W/m}^2\text{K}$  uppskattningsvis till  $\dot{Q}_{inl} \approx 25 \text{ W}$ , vilket motsvarar runt 5% av minsta överförda effekt.

Temperaturdifferensen i ekvation (6.8) uppmättes på samma sätt som beskrivits ovan, med ett fel av runt 1 mm. Med ett minsta utslag av 50 mm blir felet  $(1/50) \cdot 100 = 2\%$ .

Således får vi för det bestrilade röret ett största fel vid bestämmande av överförd effekt som är  $\pm 7\%$ .

### Temperaturdifferenser

Köldmedietemperaturen respektive rörväggstemperaturen vid bestämning av värmeövergångstalet på köldmediesidan uppmättes med termoelement kopplade till en potentiometerskrivare på vilken temperaturerna avlästes med en noggrannhet av 0,1 K, vilket ger ett maximalt fel av 0,2 K. Den minsta uppmätta temperaturdifferensen var runt  $2^{\circ}\text{C}$  medförande en största avvikelse av  $(0,2/2) \cdot 100 = 10\%$ .

Med maximalt fel vid beräkning av överförd effekt och största totala avvikelse i temperaturdifferens enligt ovan så fås maximalt fel för värmeövergångstalet  $\alpha^*$  till  $(1,09/0,9) \approx 20\%$ . Av samtliga mätpunkter har 12% uppvisat en temperaturdifferens mellan köldmedium och rörvägg  $< 3^{\circ}\text{C}$ . Samtliga av dessa punkter har registrerats vid mätningar på förångarröret med invändig ytförstoring.

Med ett fel av 7% på effekten vid beräkning av strilförångarens k-värde, samt ett maximalt fel av 4% på logaritmiska medeltemperaturdifferensen fås en största feluppskattning på k-värdet av 11%.

## LITTERATUR

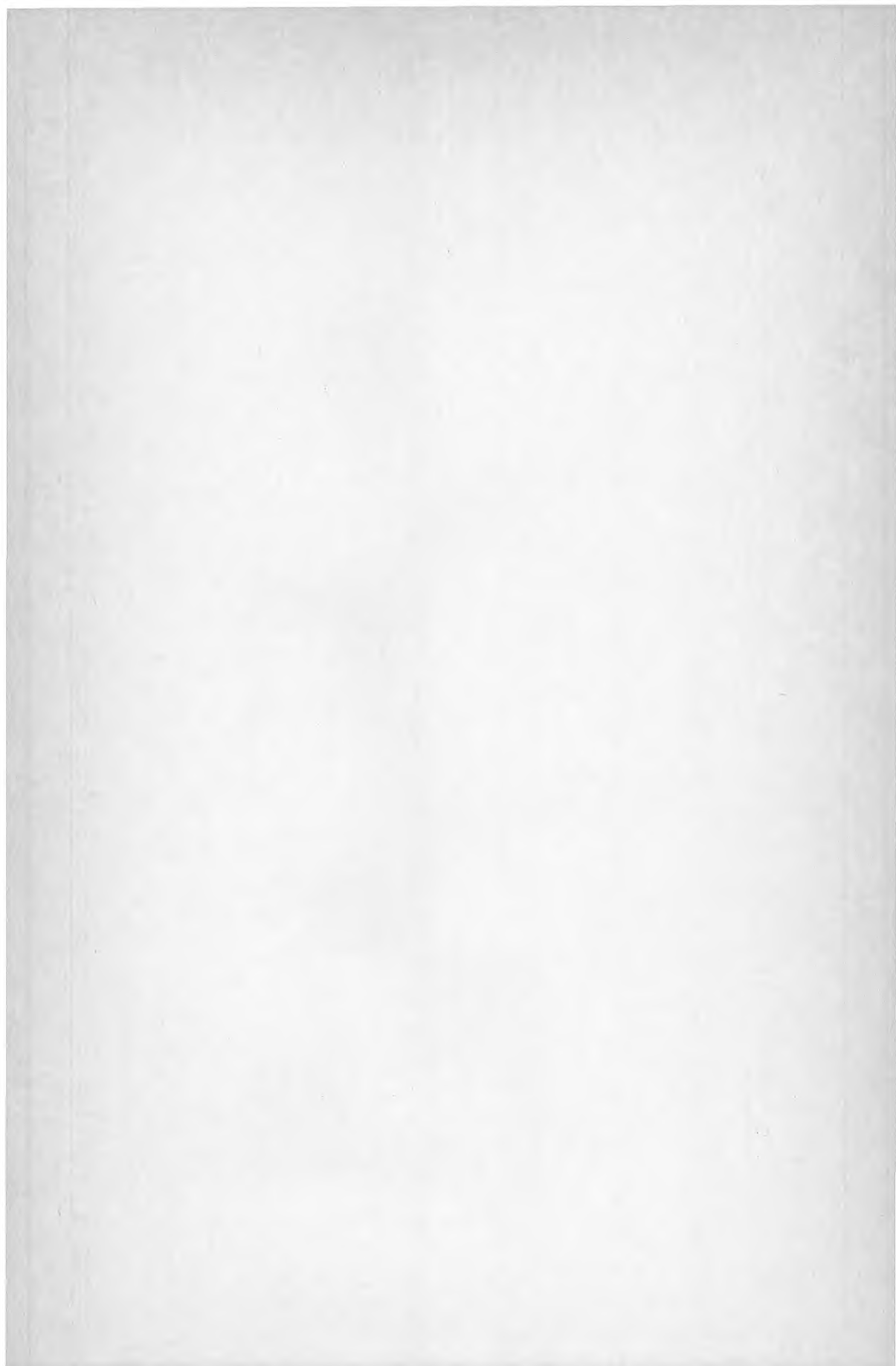
- Becker, K: "Komdendium i tvåfaströmning", Stockholm, 1978 pp 5-6.
- Bennet, A.W et. al.: "Flow visualisation studies of boiling at high pressure", AERE-R 4874, 1965.
- Brendeng, E, Aflekt, K: "Optimalisering av luftkjølere for termisk strupeventil", Scandianavian Refrigeration no 2 1984 pp 77-82.
- Danilowa, Masukewitch: "Wärmeübergang bei der verdampfung von Kältemitteln", Kältetechnik Bd 7, 1955 p 175. Referat.
- E Kroth, I.A: "Köldmediedata", Svenska kyltekniska föreningens handbok 9, 1983.
- Granryd, E: "Mekanisk värmeteori, allmän kurs del III", Stockholm 1978 pp XI.26 - XI.31.
- Grönnerud, R: "Investigation of liquid hold up, flow resistance and heat transfer in circulation type evaporators. Part IV. Two-phase flow resistance in boiling refrigerants". I.I.R. com. B1, B2 and E1, Freudenstadt, 1972.
- Haukås, H.T: "Luftkjølere med selvsirkulasjon av kuldemediet", Scandinavian Refrigeration, no 2, 1984, pp 86-92.
- Haukås, H.T: "High efficiency shell and tube evaporator for heat pumps", I.I.R., com. B2, XVI. Int. Congress of Refrigeration, Paris, 1983.
- Haukås, H.T: "Design of a plate type evaporator for heat pumps", Int. Jour. Refr. vol 7, no 1, 1984 pp 59-63.
- Kowalczewski, J.J: "Vapor slip in Two Phase Fluid Flow". Ashrae Transactions, vol. 72, Part 1, 1966, pp 115-129.
- Lazarek, G.M: "Augmentation of two-phase heat transfer and pressure drop of refrigerants in horizontal tubes". Int. Jour. Refr. Vol 3, no 5, 1980, pp 261-272.
- Pierre, B: "Mekanisk värmeteori, fortsättningskurs del II". Stockholm 1979, pp IX.18 - IX.22.
- Pierre, B: "Värmeövergång vid kokande köldmedier i horisontella rör". Kylteknisk tidskrift. Nov 1969, särtryck.
- Rohsenow, W.M: "Heat transfer with evaporation. Heat Transfer- A Symposium hold at the university of Michigan during the summer 1952". University Michigan

Press, 1953 pp 101-150

Tschernobylski I, Ratiani K: "Wärmeübergangszahlen  
beim Sieden von Freon 12" Kältetechnik Bd 8, 1956,  
p 58. Referat









Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 820919-8 och 841139-5 från Statens råd för byggnadsforskning till Inst. för Mekanisk värmeteori och kylteknik, KTH, Stockholm.

**R109: 1985**

**ISBN 91-540-4439-1**

**Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm**

**Art.nr: 6705109**

**Abonnementsgrupp:  
Ingår ej i abonnemang**

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

**Cirkapris: 35 kr exkl moms**