



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**

**R42:1989**

**Värt att veta om vattenburen  
värme**

**Sune Häggbom  
Per-Olof Nylund**

INSTITUTET FÖR  
BYGGDOCUMENTATION

Accnr

Plad Ser

R/7L

**Byggforskningsrådet**

R42:1989

VÄRT ATT VETA OM VATTENBUREN VÄRME

Sune Häggbom  
Per-Olof Nylund

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 811191-0  
från Statens råd för byggnadsforskning till AB Stockholms-  
hem, Stockholm.

## REFERAT

Energikrisen kom att medföra nya krav och regler och introducerande av nya komponenter i värmesystem har gjort att det idag är betydligt svårare att behärska helheten, systemfunktionen, än vad det var förr. Bristande kunskap har försvårat och fördröjer en rationell hantering.

Ett par exempel kan nämnas:

Önskemål om att tilldela värme till olika utrymmen efter deras behov ledde till ett mycket omfattande installerande av termostatventiler. Resultatet blev vanligen negativt eftersom ventilerna inte orkade arbeta vid de höga pumptryck som var vanliga. Pumptrycket måste reduceras avsevärt för att skapa rätta arbetsförhållanden för ventilerna. Med tanke på alternativa energikällor, t ex solfångare och värmepumpar angavs i SBN 80 att framledningstemperaturen inte får överstiga 55°C.

För att bedöma konsekvenser av förändringar i värmesystemet krävs ökad kunskap. Visserligen har det redovisats en mängd information om komponenter och deras prestanda i facklitteratur och produktbeskrivningar, men knappast något som kan tjäna som vägledning för den som vill skapa sig en helhetssyn.

En sådan innefattar kunskap om samband mellan radiatorstorlek, rördimensioner, flöden, pumptryck, själv-cirkulationskrafter och flödesmotstånd hos komponenter.

Denna skrift har kommit till för att reda ut dessa begrepp och skapa förståelse för de grundläggande orsakssambanden vilket är en förutsättning för att kunna hantera problem vid utformning och injustering av värmesystem.

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

Denna skrift är tryckt på miljövänligt, oblekt papper.

R42:1989

ISBN 91-540-5048-0

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Svenskt Tryck Stockholm 1989



INNEHÅLL	SID
FÖRORD	5
SAMMANFATTNING	6
1 INLEDNING	
Isolera eller justera	7
Nya krav	7
Problemens art och arbetets avgränsning	9
Skriftens uppläggning	10
Anpassning till praxis-sorter	10
2 ORIENTERING	11
Värmeavgivning från en radiator	11
Vattenflöde genom en radiator	13
3 VÄRMEBALANS FÖR EN RADIATOR	15
Värmeavgivning	16
Användning av provningsresultat	17
Exempel på användande med anknytning till FIGUR 1	18
En effekt kan fås med olika driftfall	21
4 HYDRAULISKA GRUNDBEGREPP OCH DERAS HANTERING	23
Flödeskurvor och k-värden	23
Parallellkopplade strömningsvägar	24
Seriekopplade strömningsvägar	25
Förenklad hantering vid turbulent strömning	26
Hydraulisk karaktäristik av ett enkelt värmesystem	27
5 KRAFTSYSTEM	28
Pumpkurva	28
Termisk drivkraft	28
Pump med strypning	29
Pump med återgångsledningg	30
6 SYSTEMFUNKTION FÖR DRIFTFALL	31
Pumptryck vid radiator	31
7 FÖRÄNDRINGAR I SYSTEMET	32
Kraftsytem vid förgrening	32
Stamreglerventilen öppnas (eller tas bort)	34

8	SYSTEMATISK BEHANDLING	35
	Bestämning av k-värden med hjälp av tillgängliga uppgifter	35
	Värmesystemet, bestämning av k-värden och av flöden	39
	. Bestämning av k-värden	40
	. Bestämning av tryckfall och flöden	47
	. Injustering med enbart stamreglerventiler	49
	. Injustering med enbart radiatorventiler	50
	. Justering av pumptryck	51
9	RÖRDIMENSIONENS ROLL	53
10	SYSTEMSYN OCH MÄTTEKNIK	55
	Strategi vid mätningar	55
	Mätmetoder och mätprinciper	55
11	VÄRMEREGLERING	56
12	SJÄLVCIRKULATION	57
A3	VÄRMEBALANS FÖR EN RADIATOR Appendix till kapitel 3	A3.1 - A3.4
A4	STRÖMNINGSTEKNISK BAKGRUND Appendix till kapitel 4	A4.1 - A4.6
A9	RÖRDIMENSIONENS ROLL Appendix till kapitel 9	A9.1 - A9.6

FÖRORD

Efter en idé av redaktören Olle Bengtzon kompletterades BFR's stora projekt om de s k energisparkvarteren i början av 1980-talet med radhusområdet Skönstaholm.

AB Stockholmshem, som äger och förvaltar området, ställde upp som huvudman för "Energisparkvarter - Skönstaholm". Chefen för vår värmeavdelning, ingenjör Bertil Andersson, och ingenjör Bertil Jangebörn ingick i den referensgrupp som bildades för projektet. De arbetade redan då mycket aktivt med inreglering och injustering av värme i vårt bostadsbestånd.

I referensgruppen har även Bengtzon ingått samt arkitekt Lars Malm, båda boende i Skönstaholm. Malm har fungerat som projektledare.

Projektet har genomförts av TYRÉNS med docent Per Olof Nylund som medarbetare. Arbetet har i samråd med BFR koncentrerats till att ge en bild av hur värmesystemet fungerar som helhet och hur det reagerar vid förändringar i någon av sina delar.

Det är vår förhoppning att denna presentation skall kunna följas upp med enkla underlag för praktisk tillämpning. Vår erfarenhet visar att mycket stora besparingar kan göras med rätt injusterade värmesystem.

Stockholm den 30 juni 1987

AB STOCKHOLMSHEM

Börje Claesson

## SAMMANFATTNING

Tidigare, då bränsle var billigt, kunde man låta radiatorstorleken styra värmeflödet till olika utrymmen och vid behov vädra bort överskottsvärme från utrymmen med onödigt stor radiatoryta.

Så snart man vill undvika dessa onödiga värmeförluster, genom att bättre anpassa tilldelning av värme till behov i olika delar av ett hus, måste man veta betydligt mer om värmesystemets egenskaper.

Energikrisen kom att medföra nya krav och regler och introducerande av nya komponenter i värmesystem har gjort att det idag är betydligt svårare att behärska helheten, systemfunktionen, än vad det var förr. Bristande kunskap har försvårat och fördröjer en rationell hantering.

Ett par exempel kan nämnas:

- o Önskemål om att tilldela värme till olika utrymmen efter deras behov ledde till ett mycket omfattande installerande av termostatventiler. Resultatet blev vanligen negativt eftersom ventilerna inte orkade arbeta vid de höga pumptryck som var vanliga. Pumptrycket måste reduceras avsevärt för att skapa rätta arbetsförhållanden för ventilerna.
- o Med tanke på användande av alternativa energikällor, t ex solfångare och värmepumpar angavs i SBN 80 att framledningstemperaturen inte får överstiga 55°C.

Sammantaget innebär exemplen en konflikt. Vill man använda termostatventiler måste flödet vara lågt, samtidigt som framledningstemperaturen måste vara låg. Resultatet blir stora och dyra radiatorer.

För att bedöma konsekvenser av förändringar i värmesystemet krävs ökad kunskap. Visserligen har det redovisats en mängd information om komponenter och deras prestanda i facklitteratur och produktbeskrivningar, men knappast något som kan tjäna som vägledning för den som vill skapa sig en helhetsyn.

En sådan innefattar kunskap om samband mellan radiatorstorlek, rördimensioner, flöden, pumptryck, själv-cirkulationskrafter och flödesmotstånd hos komponenter.

Denna skrift har kommit till för att reda ut dessa begrepp och skapa förståelse för de grundläggande orsakssambanden vilket är en förutsättning för att kunna hantera problem vid utformning och injustering av värmesystem.



## INLEDNING

### Isolera eller justera

Bränslekostnaden var intill oljekrisen tämligen blygsam i förhållande till investeringar i installationer och värmeisolering och påverkade i ganska ringa grad konstruktioner och dimensionering.

Det explosivt ökade oljepriset medförde en brådstörtad verksamhet. Såväl statsmakter som enskilda anbefalldes bättre energihushållning och stora forskningsinsatser mobiliserades i syfte att nedbringa bränsleförbrukning och minska Sveriges oljeberoende. En rad nya bestämmelser tillkom som medförde ett ökat intresse samtidigt som en mängd nya produkter marknadsfördes och installerades.

TYRÉNS tillhör de konsultföretag som engagerats i olika forskningsuppdrag och medverkade sålunda i studier av de sk energisparkvarter av olika typ, bland vilka hyresradhuskvarteren Skönstaholm inom stadsdelen Hökarängen i södra Stockholm ingick. Ändamålet med dessa studier av ett tiotal kvarter var att undersöka hur byggnadstekniska och installations- tekniska åtgärder påverkar energiförbrukningen.

Efter slutförda mätningar och sammanställning kunde inte några byggnadstekniska åtgärder rekommenderas som till rimlig kostnad skulle väsentligt nedbringa energibehovet.

Skönstaholm föll därmed delvis utanför ramen för den av byggmaterialindustrin initierade sparkvarterstudien. Samtidigt kunde dock TYRÉNS tillsammans med Stockholmskems värmetekniker och med erfarenheter även från andra studieobjekt påvisa att betydande energibesparing till ringa ekonomisk insats kan vinnas genom reglering och justering samt i vissa fall mindre förändring och komplettering av befintliga värmeinstallationer. Detta i och för sig inte okända förhållande föranledde ett utsträckt forskningsuppdrag med sikte på teoretiskt underbyggda praktiska anvisningar för driftsekonomisk installation och skötsel av vattenburna uppvärmningssystem. Den fortsatta studien kom att koncentreras på injustering av värmesystem.

### Nya krav

Bristande kunskaper om värmesystemens uppbyggnad och helhetsfunktion synes ha försvårat rationell energihushållning. Inbördes förhållanden mellan radiatorstorlek, rörledningsdimensioner, flöden, temperaturer och pumptryck har varit ofullständigt studerade efter det att energikrisen ställt nya krav på systemen.

Tidigare användes förbränning av fasta bränslen och olja som värmekälla. Värmeekonomin påverkades inte nämnvärt av vattentemperaturen. Med det låga bränslepris Sverige hade intill mitten av 1970-talet var det tillräckligt att låta radiatorns storlek styra energiflödet. Energiförbrukningen kom att medföra en rad nya krav och komponenter som ändrade värmesystemens sätt att arbeta. Ett par exempel kan nämnas:

- o Önskemål om att bättre fördela värme och därmed energi mängd efter olika utrymmens behov ledde t ex med ivrig propaganda och statligt stöd till att termostatreglerade radiatorventiler installerades.

Termostatventiler medförde dock inte alltid den energibesparing som förespeglats. Sålunda kunde t ex Stockholms hem konstatera att energiförbrukningen ökat i stället för att minska efter det att under åren 1975-80 termostatventiler installerats i ca 5.000 av företagets över 30.000 lägenheter. Skälet till detta var att termostatventilerna sattes ur funktion vid sedvanliga alltför höga pumptryck, vilket inte alla tillverkare då informerat om.

Följden av den bristande informationen blev att många fastighetsägare ansåg termostatventiler vara verkningslösa, även sådana som fungerar väl när förutsättningarna medger detta, dvs trycknivån i systemet är måttlig.

I Stockholms hems fall fann man t ex att pumptrycket måste sänkas till högst två meter vattenpelare.

Den tidiga oklarheten och tveksamheten rörande termostatventilernas effekt kan ses som exempel på att man inte beaktat (en allmän regel) att en aktiv komponent måste ges förutsättningar att fungera och att detta ställer krav på andra komponenter i systemet.

- o Ett annat exempel på nya krav i energikrisens spår är användande av nya energikällor - där vattentemperaturen måste anpassas till energikällan, t ex solfångare och värmepumpar I SBN 80 angavs: "I en byggnad som används för stadigvarande bruk som innehåller bostads- eller arbetsrum skall ett uppvärmningssystem med vatten vara så utformat att framledningstemperaturen vid dimensionerande värmeeffektbehov inte överstiger +55°C".

---

Redan dessa två exempel illustrerar om de kombineras en konfliktsituation. Å ena sidan har man ett krav på lågt flöde för termostatventilen och å andra sidan kravet på låg framledningstemperatur enligt SBN-kravet. Resultatet av kombinationen blir stora och dyra radiatorer.

För att bedöma konsekvenser av förändringar i värmesystemet krävs att man behärskar helheten, som alltså blivit mer komplicerad av nya krav och önskemål.

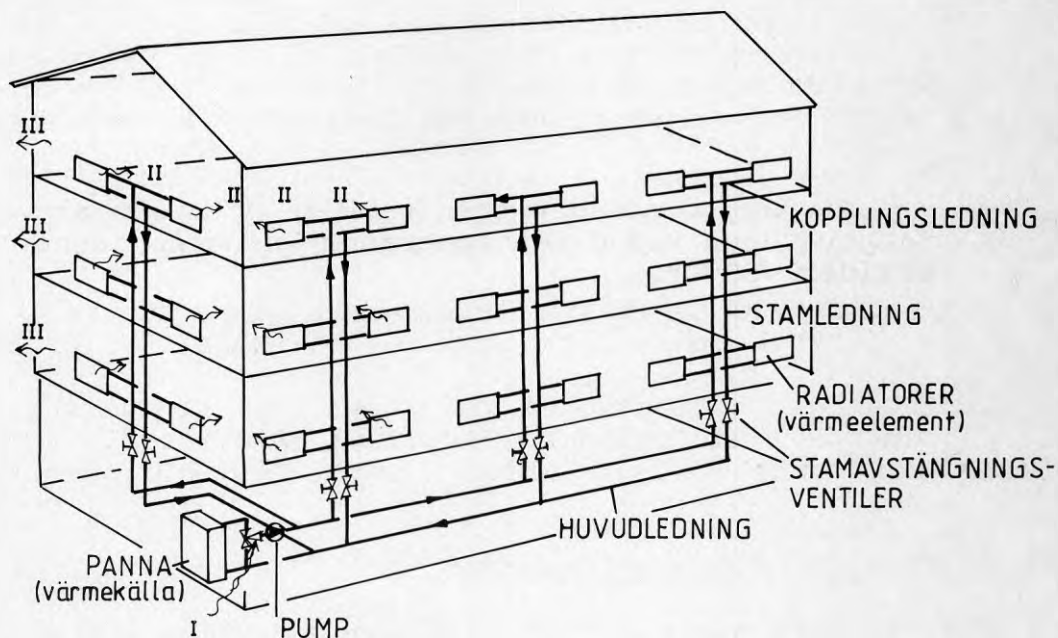
Man måste nu alltså på ett helt annat sätt än tidigare hålla rätt på pumptrycksvariationer, själv-cirkulationskrafter temperaturfall m m och det är för att reda ut begreppen som denna skrift har kommit till.

Den behandlar grundläggande funktionssätt för värmesystemet och konsekvenser av förändringar i systemet. Avsikten är att skapa förståelse för de fundamentala problemen och ge vägledning vid utformning av nya system och injustering av befintliga värmesystem.

### Problemens art och arbetets avgränsning

Värmesystemets uppgift är att ta emot värme från pannanläggning, undercentral eller annan värmekälla, distribuera den med cirkulerande varmvatten ut i systemets förgreningar och där avleverera den i byggnadens olika utrymmen. I funktionen ligger alltså dels en hydraulisk/vattenströmningsteknisk funktion och en värmeteknisk/värmeavgivande funktion.

Redogörelsen är begränsad till ledningssystemet med radiatorer och komponenter och hur värmen avges till byggnadens inre. Däremot berörs inte hur värmen tillförs till systemet och inte heller hur den avges från byggnadens inre till den yttre omgivningen. Avgränsningen har ritats in i den följande figuren som återges ur HSB-Brevskolans "Fastighets-skötsel - värmesystem".



Redogörelsen avser hydrauliken för hela det i figuren visade (slutna) vattensystemet. Den behandlar värmetekniken från det värme tillförs kretsen (flödet I) till och med avgivningen till rummen (flöden II). Hur den tillförs (I) och avges (flöden III) behandlas inte.



### Skriftens uppläggning

I det närmaste kapitlet 2 ges en överblick av problemområdet i form av två perspektivbilder.

Den ena är utgångspunkt för de värmetekniska samband som gäller för radiatorn och som behandlas i det efterföljande kapitlet 3. Redan denna första bild ger emellertid en uppfattning om lämpligt (och olämpligt) sätt att styra värmeavgivning till huset.

Den andra perspektivbilden avser radiatorn kopplad till systemet. I bilden har markerats gränser inom vilka man bör arbeta för att inte råka ut för olägenheter. Den bildar utgångspunkt för den strömningstekniska redogörelsen, där kapitel 4 och 5 redogör för grundbegrepp för vattenströmning i systemet respektive krafter i systemet som sedan i kapitel 6 kopplas samman och visar ett enkelt driftsfall. I kapitel 7 återknyts till perspektivbilden genom att med ett par exempel visa hur den byggts upp.

I och med kapitel 7 är grunden lagd för praktisk tillämpning. I kapitel 8 - SYSTEMATISK HANTERING redogörs för hur man beskriver den hydrauliska systemfunktionen för ett större system - det i föregående figur.

I och med detta känner man flöden i systemet och dess förgreningar och radiatorer och kan också se hur en förändring i en radiatorkrets påverkar flödet i andra. Genom att koppla på den värmetekniska hanteringen från kapitel 3 (nomogramhanteringen) fås värmeavgivningen från de olika radiatorerna i systemet.

Kapitlen 9 - RÖRDIMENSIONENS ROLL och 12 - SJÄLVCIRKULATION kompletterar den tekniska systembeskrivningen.

Vad som fattas är att ta hänsyn till temperaturfall i ledningar. Detta behandlas i kapitel 9 - RÖRDIMENSIONENS ROLL.

Skriften har utformats så att väsentliga slutsatser och kommentarer som kan utläsas av figurer redovisas i figurtexterna (kursiv text) och som därför i några fall blir ganska långa.

### Anpassning till praxis-sorter

För att inte skapa onödiga svårigheter väljs att anpassa huvudredogörelsen till såväl praxis vid praktisk hantering av värmesystem men också praxis vid teoretisk redovisning i litteraturen.

För flöde och tryck frångås SI-systemet.

- . Flöde betecknas med  $q$  och uttrycks i liter/timme [l/h]
- . Tryck betecknas med  $p$  och uttrycks i meter vattenpelare [m Vp]

Temperatur anges i grader Celsius men betecknas T.



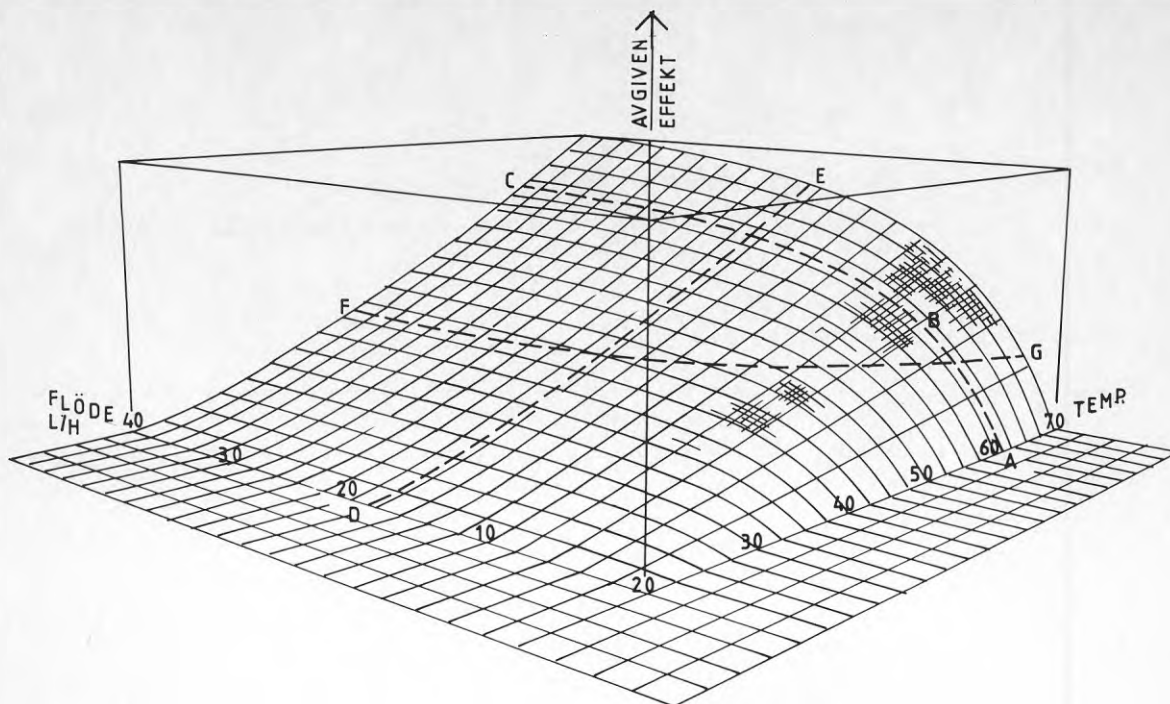
## 2. ORIENTERING

För att överblicka värmesystemet, dess komponenter och dess sätt att fungera måste man behärska en del strömningslära (hydraulik) och något om värmeöverföring från radiatorer och ledningar till rumsluft.

Som utgångspunkt för en orientering redovisas två, "kartbilder". Den första beskriver värmesystemets egentliga slutprodukt - värmeavgivningen från en enskild radiator och vad den beror på, och den andra radiatorn inkopplad till värmesystemet.

### Värmeavgivning från en radiator

Den avgivna värmeeffekten beror på fyra faktorer, vattenflöde, framledningstemperatur, radiatorstorlek och rumstemperatur. Vi förutsätter att rumstemperaturen är konstant och att vi har en given radiator med en yta av omkring en kvadratmeter. Värmeavgivningen beror då på framledningstemperatur och vattenflöde. Här avses stadigvarande tillstånd när det gäller vattenflöde. (Termostatventiler och intermittenta flöden hör inte till bilden). En allmän orientering kan göras genom att följa spåren i FIGUR 1.



FIGUR 1 Effektagivnings beroende av vattenflöde och framledningstemperatur i en radiator med ytan en kvadratmeter.

*Flödesberoendet - spåret A-C från A till C*

I början, för ökande flöde ökar effekten brant och nära linjärt. Det beror på att genomströmningshastigheten genom radiatoren är så låg att vattnet svalnar till rumstemperatur innan det lämnar den. All inmatad värme kan avges.

Längre upp blir spåret mindre brant. I den med B betecknade zonen uppträder en markant krökning varefter det planar ut och blir svagt krökt med ganska beskedlig stigning mot ändpunkten C. Här är genomströmningshastigheten så hög att vattnet inte hinner svalna särskilt mycket.

Detta innebär att zon B anger ett övergångsområde. Ovanför detta går det inte att effektivt styra effektagivning med vattenflöde.

*Temperaturberoendet - spåret D-E*

Spåret blir brantare med ökande framledningstemperatur. Det beror på att effektagivningen är litet mer än direkt proportionell mot temperaturskillnad mellan radiatoryta och rumsluft. Detta innebär att en ändring av framledningstemperaturen med t ex  $1^{\circ}\text{C}$  inverkar mer på värmeavgivningen ju högre upp på spåret man befinner sig.

*Effektsambandet - F-G*

Effektsambandet utgörs av nivåkurvor som förenar driftstillstånd med lika stor avgiven effekt dvs nivåkurvor i figuren, där kurvan F-G är ett ex.

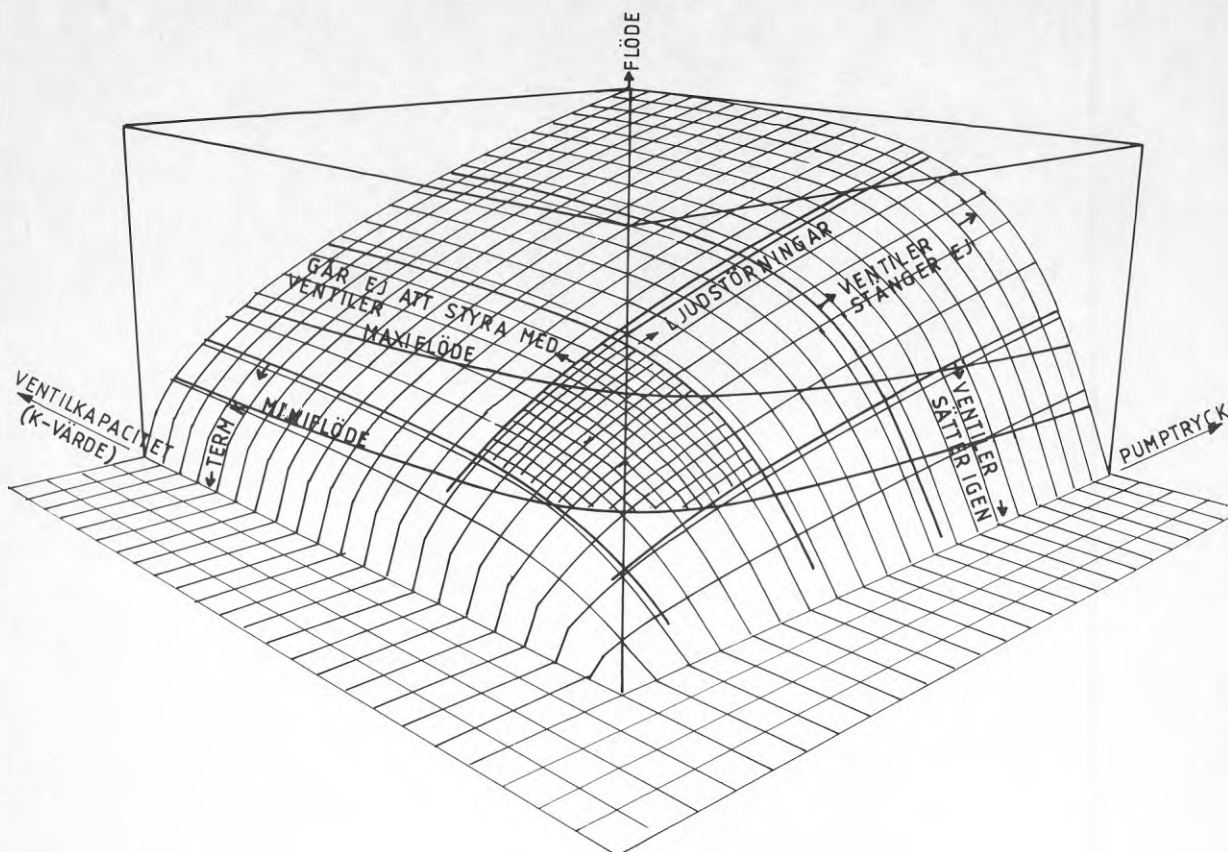
De brantaste lutningarna uppträder i flödesriktningen i synnerhet vid låga flöden. Man får t ex samma resultat/värmeavgivning vid driftspunkten F som vid G där känsligheten för - och möjligheten till att styra värmeväxling med flödesändring är väsentligt större. Det finns därför anledning att som ett nästa steg illustrera vattenflödet och vad det beror på.

### Vattenflöde genom en radiator

Vid injustering av vattenflöde genom radiatorer i ett befintligt värmesystem kan man påverka och ändra två saker. Det ena är pumpens egenskaper och det andra är strypventilens kapacitet och placering.

Härigenom påverkas inte bara vattenflöden i systemets olika kretsar utan också temperaturfall i ledningar. För att kunna välja rätt måste man känna till hur det aktuella systemet är uppbyggt och vilka egenskaper det har. Vi tänker då på flödesmotstånd i rör, värmemotstånd från rör och radiatorer och vattenvolymer i olika delar av systemet.

FIGUR 2 avser en radiator i ett värmesystem och illustrerar hur vattenflödet påverkas av pumpkapacitet och ventilkarakteristik ( $k_v$ -värde) för radiatorventilen. Den ger en principiell bild av vilka problem man har att brottas med och det arbetsområde man bör sträva efter att arbeta inom.



FIGUR 2 Vattenflödets beroende av pumptryck och ventilkapacitet

Figuren ger en principiell bild av vilka problem man har att brottas med och att det finns ett lämpligt arbetsområde med begränsningar i olika riktningar.

#### I tryckriktningen

- o vid för låga tryckfall mellan fram- och returledning i en krets kan termiska driveffekter ta överhand och störa flödet så att flödesriktningen ibland blir den omvända i utsatta radiatorkretsar
- o vid höga tryckfall över ventiler uppstår ljudstörningar
- o om radiatorventiler är termostatstyrda orkar inte termostaten arbeta mot alltför höga tryckfall

#### I $k_v$ -värdesriktningen

- o alltför lågt  $k_v$ -värde ger risk för igensättning
- o vid höga  $k_v$ -värden (låg ventilauktoritet) påverkas flödet endast obetydligt av varierande  $k_v$ -värde. Det går inte att variera flödet med ventilen.

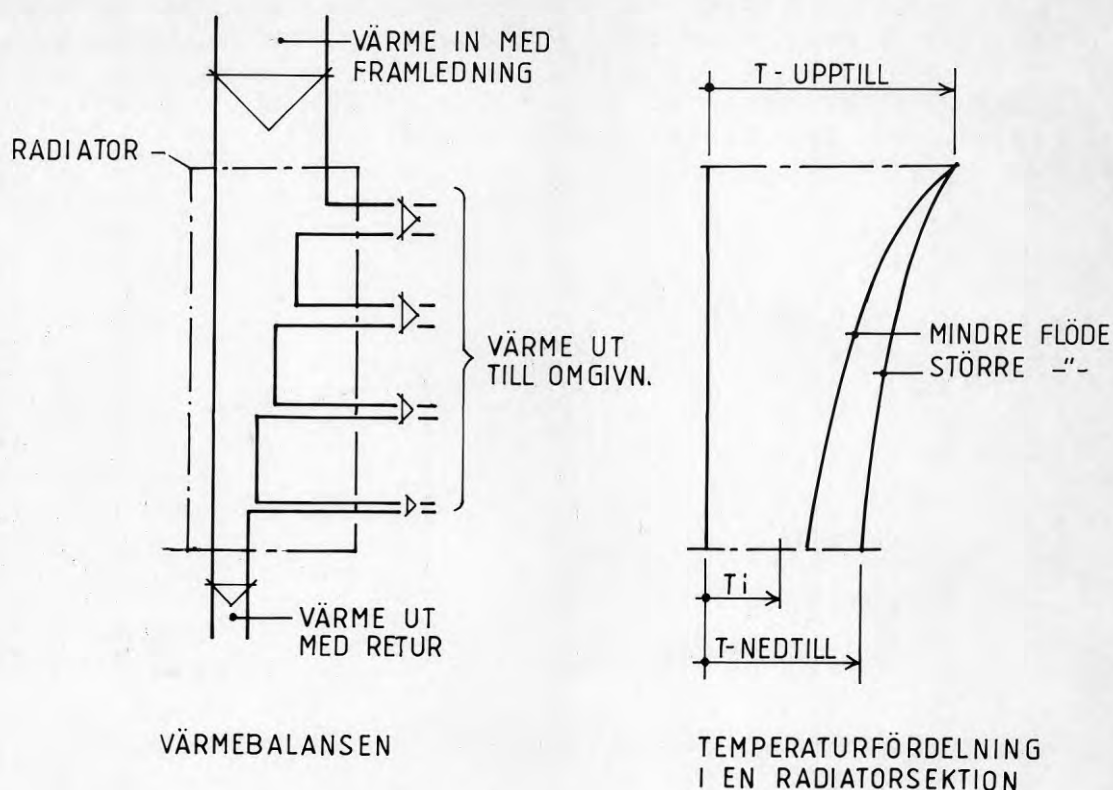
#### I flödesriktningen

- o Framledningstemperaturen får inte vara så hög att man riskerar brännskador. För att uppnå önskad värmeavgivning krävs ett visst minimiflöde som exemplifieras av nivåkurvan i figuren.
- o Av FIGUR 1 framgick övre gräns för effektiv styrning av värmeavgivning med flöde. Med det i minnet finns en övre gräns för flöde.



### 3. VÄRMEBALANS FÖR EN RADIATOR

FIGUR 1 i det föregående bygger på att de tillförda och de avgivna effekterna alltid är lika stora - vi förutsätter alltså stadigvarande tillstånd. Den värmebalans som då råder illustreras i nedanstående FIGUR 3.



FIGUR 3 Radiatorns värmebalans- och temperaturfördelning i vertikalled

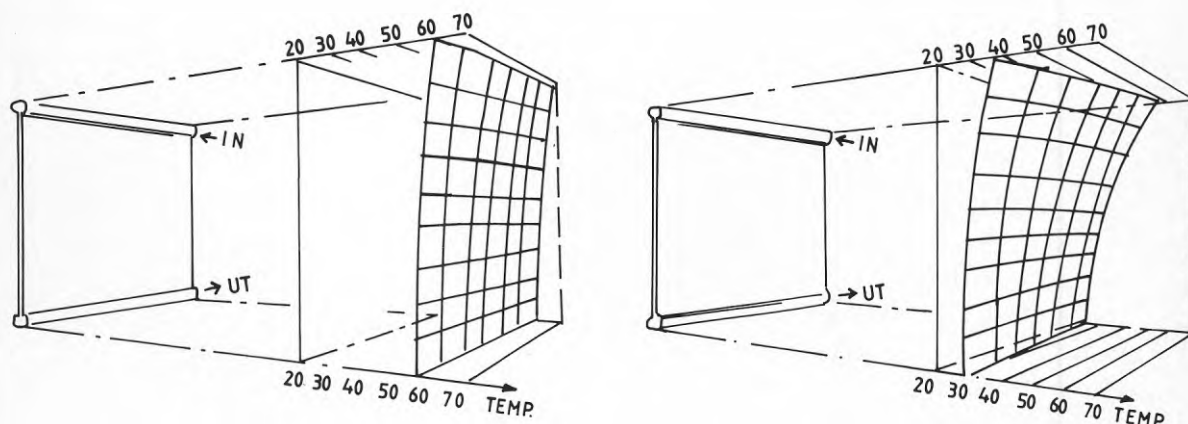
Värmebalansen innebär att effekt in är lika med effekt ut. Värmetillförseln med varmvatten är proportionell mot vattenflöde  $q$  ggr framledningstemperatur  $T_f$ . Proportionalitetskonstanten är produkten av densitet  $\rho$  och värmekapacitet  $c$ . Tillförd framledningseffekt kan då skrivas  $P_f = c \cdot \rho \cdot q \cdot T_f$ . Effektagivningen från radiator till omgivning betecknas  $P_{avg}$  och beror av skillnaden mellan vattentemperaturen  $T$  och inomhustemperaturen  $T_i$ . Vid avgivningen svalnar vattnet på vägen uppifrån och ned i radiatorns sektioner vilket illustreras i den högra figuren. Ju lägre flöde desto mer svalnar vattnet. (Dock aldrig mer än till något över inomhustemperaturen  $T_i$ ). Vattnet lämnar radiatoren med returtemperaturen  $T_r$  och bortför effekten  $P_r = c \cdot \rho \cdot q \cdot T_r$ .

Värmebalansekvationen kan också skrivas  $P_f - P_r = P_{avg}$  där det vänstra ledet representerar nettotillförsel av värmeeffekt till radiatoren och nu kan definieras som  $P = c \cdot \rho \cdot q \cdot (T_f - T_r)$ . Det återstår då att definiera effektagivningen  $P_{avg}$  för radiatoren.

## Värmeavgivning

Värmeavgivning sker dels genom direkt värmeöverföring vid kontakt mellan rumsluft/radiatoryta, s k konvektiv överföring och genom strålning mellan radiatoryta och begränsningsytor (väggar, golv och tak) hos omgivningen. Båda formerna är i grunden ytterst komplicerade. Man kommer runt detta genom att tillämpa ett allmänt vedertaget uttryck för värmeavgivning av både konvektion och strålning (uttryck (1) under strecket längst ned på sidan) och att använda sig av provningsresultat från standardprovning (kalibrering) av radiatorer.

FIGUR 4 visar beräknad temperaturfördelning i radiatoren från FIGUR 1 vid två olika driftstillstånd.



FIGUR 4 Temperaturtillstånd i radiator

Framledningstemperaturen är i båda fallen  $T_f = 70^\circ\text{C}$ . Den vänstra figuren avser ordinärt flöde och motsvarar det driftstillstånd som markerats med E i FIGUR 1.

Den högra motsvarar driftstillståndet vid läget G i samma figur dvs en hårt strypt radiator. Temperaturfördelningen över ytan blir väsentligt olika för de två fallen. I det första är returtemperaturen  $T_r = 59^\circ\text{C}$  och i det andra  $25^\circ\text{C}$ .

Beräkningarna bakom temperaturfälten i FIGUR 4 kan sägas motsvara beräkning av temperaturer med hjälp av uttrycket (1) nedan för var och en av de delar radiatoren indelats i, dvs för var och en av rutorna i fälten.

Resultatet ger ett uttryck för effektavgivningen  $P_{\text{avg}}$  varefter värmebalansen fås enligt sambandet (2).

VÄRMEAVGIVNING  $P$  FRÅN EN YTA  $A$  MED TEMPERATUREN  $T$  FÅS ENL: (1)

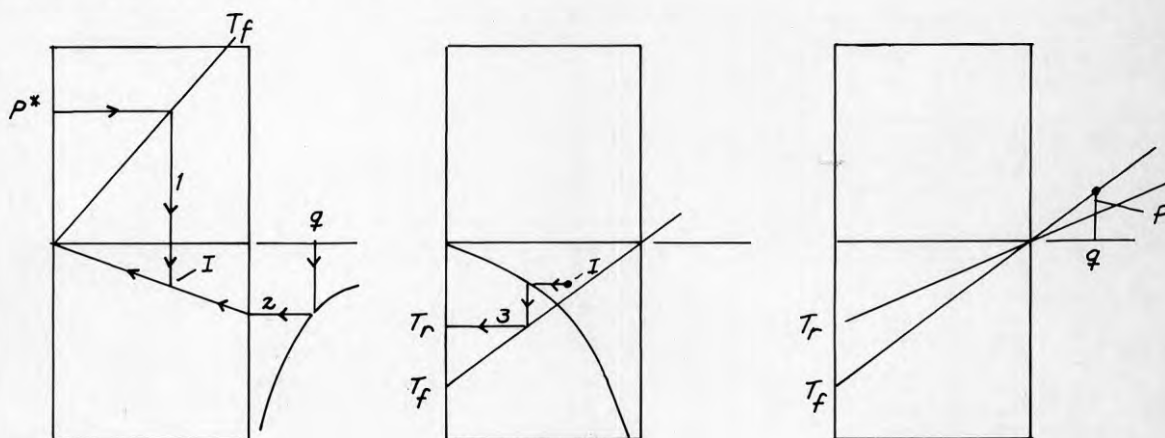
$P = \alpha \cdot A (T - T_i)$  DÄR  $\alpha$  ÄR VÄRMEÖVERGÅNGSTAL FÖR VILKET GÄLLER;  
 $\alpha = \alpha_0 (T - T_i)^\beta$  DÄR  $\alpha_0$  OCH  $\beta$  ÄR KONSTANTER. VÄRDET FÖR  $\beta$  ÄR 1,2 Å 1,4

VÄRMEBALANSEN FÖR EN RADIATOR MED YTAN  $A_r$  FÅS SOM (2)

$$P = C \cdot \beta \cdot q (T_f - T_r) = C \cdot \beta \cdot q (T_f - T_i) \times \left\{ 1 - \left[ 1 + \frac{\alpha_0 \cdot \beta \cdot A_r}{C \cdot \beta \cdot q} \cdot (T_f - T_r)^\beta \right]^{-1/\beta} \right\}$$

### Användning av provningsresultat

I värmeavgivningstabeller anges effektavgivning vid en viss temperaturskillnad ( $T$ ) mellan rumsluft och radiatorns medeltemperatur. Observera att man här med  $T$  inte avser skillnad mellan framlednings- och returledningstemperatur. (Vanligtvis är  $T = 50^\circ\text{C}$ ). Dessa värden kan utnyttjas för att komma åt koefficienterna i uttrycket (2) för värmebalansen och uppställa ett förenklat uttryck (under strecket på sidan) som är direkt användbart. Vi har överfört det till ett nomogram och ger ett par exempel i FIGUR 6a och 6b på dess användning. Först visas i FIGUR 5 principen för linjedragningen uppdelad i tre etapper. Problemet går ut på att för en given radiator beräkna effektavgivning vid en given framledningstemperatur och ett givet flöde.



FIGUR 5 Först bestäms ingångsvärde  $P^*$  (specifik effekt) ur tabelldata som  $P^* = \frac{P_0}{\Delta T^{1,3}}$ , där  $P_0$  är effekt i watt och  $\Delta T_0$  är medeltemperaturskillnad vid provning. Vid  $\Delta T = 50^\circ\text{C}$  fås  $P^* = 0,0062 P_0$

Vänstra figuren. Från  $P^*$  dras linje horisontellt till brytningslinjen för aktuell framledningstemperatur och sedan vertikalt ned diagrammet. Från aktuellt flöde  $q$  dras linjen 2 först vertikalt till brytningskurva, sedan horisontellt till vertikalaxeln och sedan mot ändpunkten till vänster. Skärningspunkten mellan linjer 1 och 2 (markerad I) blir startpunkt för nästa etapp.

Figuren i mitten. Från I dras linjen 3 horisontellt till brytkurvan, sedan vertikalt till brytningslinjen för aktuell framledningstemperatur (som först måste ritas in) och vidare horisontellt åt vänster. Etappmålet är returtemperaturen  $T_r$ .

Högra figuren. Från  $T_f$  och  $T_r$  dras linjer genom axelkorset och vidare åt höger. Den sökta effekten vid aktuellt flöde representeras av sträckan  $P$ .

PRODUKTEN  $\alpha_0 \cdot A_r$  KAN UPPFATTAS SOM EN RADIATORCONSTANT  $P^*$  OM  $P_0$  OCH  $\Delta T$  BETECKNAR PROVVÄRDEN OCH  $\beta$  SÄTTS  $\beta = 0,3$  BLIR  $P^* = \frac{P_0}{\Delta T^{1,3}}$  OCH VÄRMEBALANSEN

$$P = 1,16 \cdot q (T_f - T_r) = 1,16 \cdot q (T_f - T_i) \cdot \left\{ 1 - \left[ 1 + \frac{0,26 \cdot P^* (T_f - T_i)}{q} \cdot L^{0,3} \right]^{-3,33} \right\} \quad (3)$$

### Exempel på användande med anknötning till FIGUR 1

Vi vill undersöka spåret ABC i FIGUR 1 litet närmare. Framledningstemperaturen  $T_f = 62^\circ\text{C}$ . Flödet är vid B 6 l/h, vid c 40 l/h och där spåret korsar spår D-E 20 l/h.

Nedanstående tabell är ett utdrag ur PRODUKTDATA VVS, 1985 den nya upplagan av rörbranschens standardkatalog.

Vi antar nu att vi har att göra med den understrukna radiatortypen 510 där angiven effekt  $P_0 = 555 \text{ W}$  vid  $\Delta T = 50^\circ\text{C}$ , vilket ger  $P^* = 0,0062 \cdot 555 = 3,43$ .

## Radiatorer **660**

av plåt

Thermopanel för vatten PN 6 färdigmålad med monterat ventilarrangemang för handreglering

### TEKNISKA DATA TP 1 - Enkelpanel

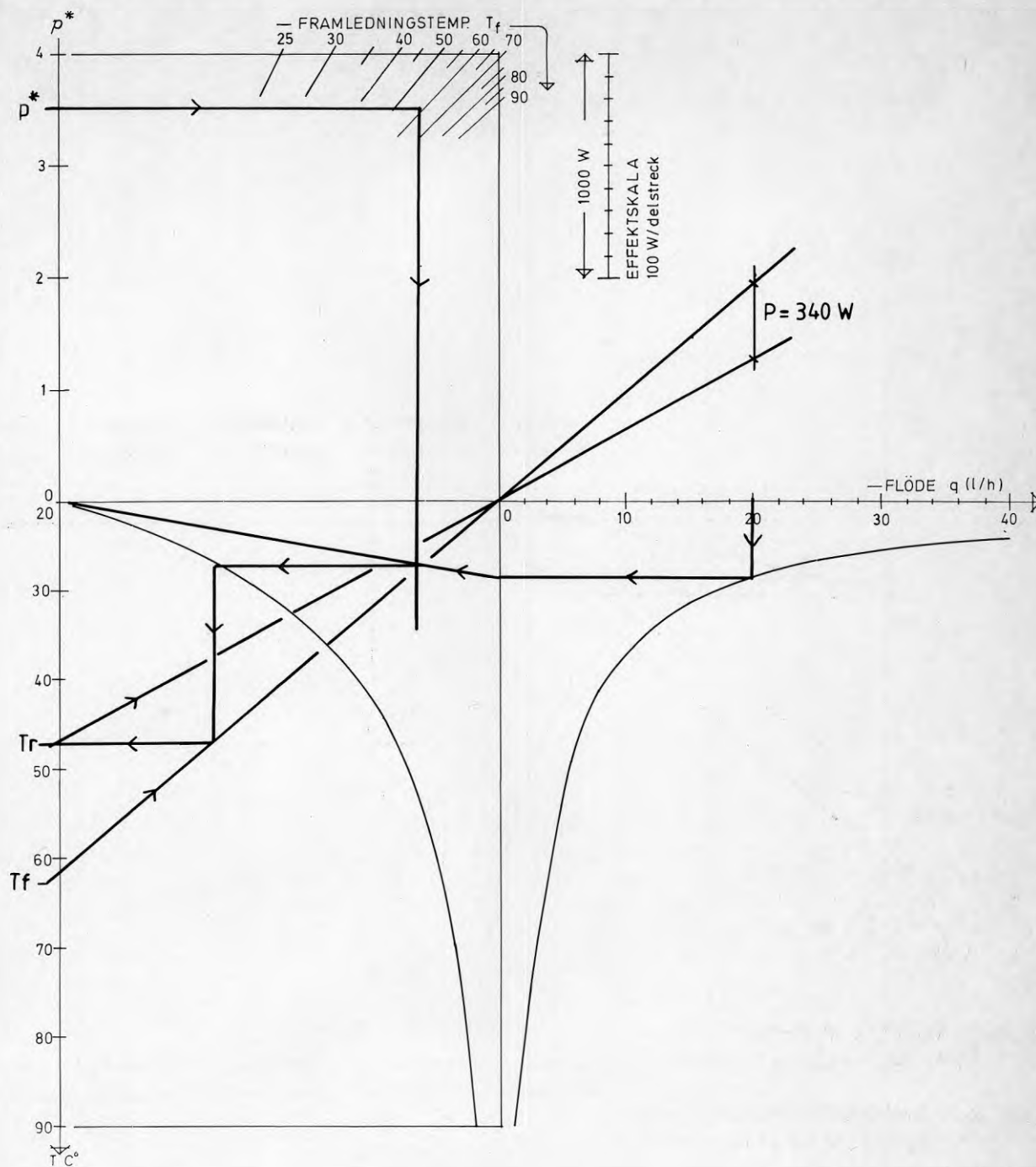
Värmeavgivning beräknad enligt ISO.

$\Delta t$  = skillnaden mellan rumstemperatur och radiatorns medeltemperatur.

Typ	Bredd	TP 1 Värmeavgivning vid $\Delta t = 50^\circ\text{K}$			vikt med ventil och emballage		volym	
		watt	30°K	27,5°K	kg	viktclass	liter	Nr
	mm	watt	watt	watt	kg	viktclass	liter	Nr
Höjd 500 mm:								
504	400	220	115	100	5	I	1	660 43 00
507	700	390	205	180	8		2	660 43 18
510	1000	555	290	255	11		3	660 43 26
513	1300	720	375	330	14		4	660 43 34
516	1600	890	465	405	17	II	4	660 43 42
519	1900	1050	550	485	20		5	660 43 59
522	2200	1220	640	560	23		6	660 43 67
525	2500	1390	725	635	26		7	660 43 75
528	2800	1560	810	710	29		8	660 43 83

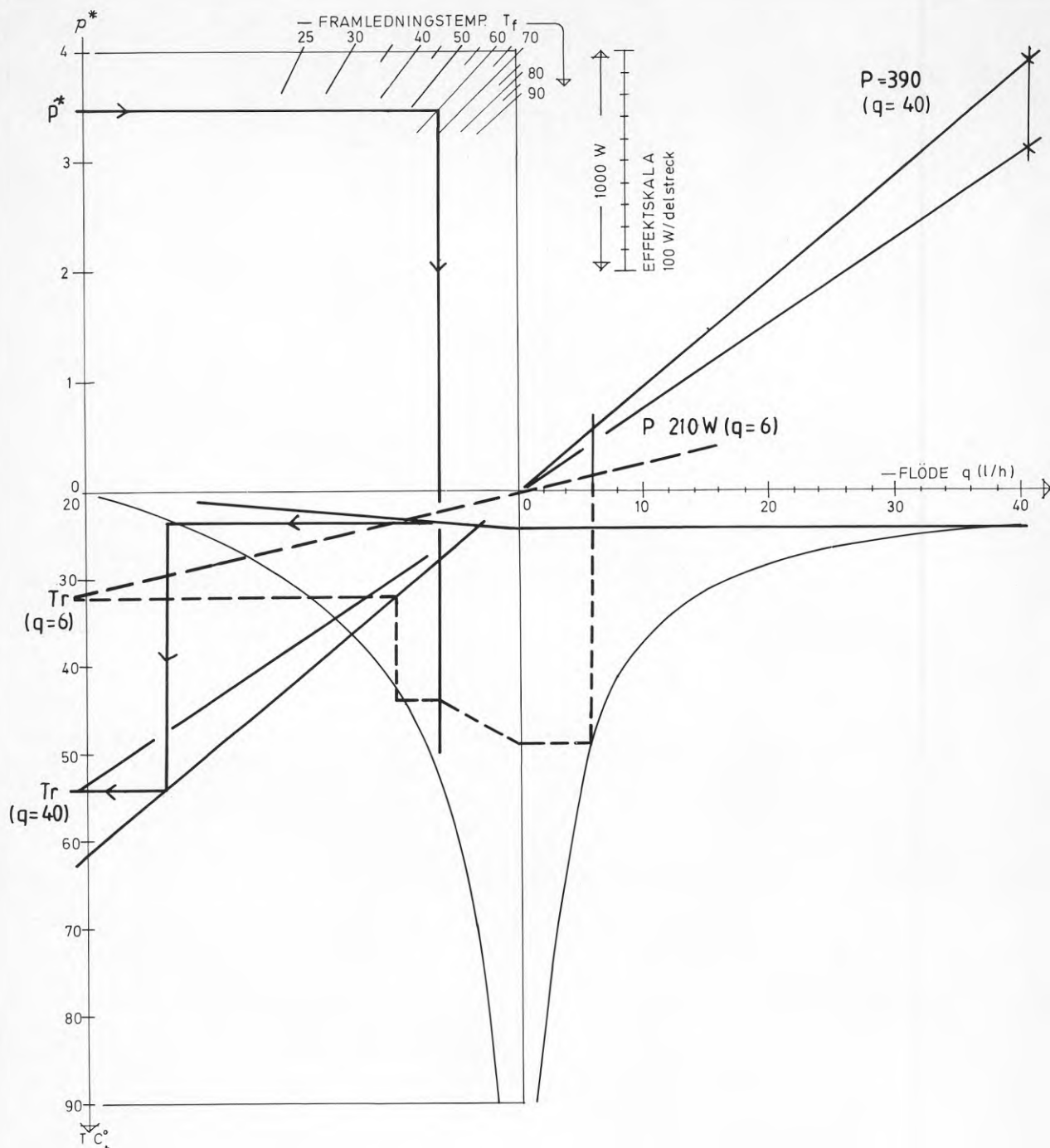
Vi vill alltså för denna radiator bestämma värmeavgivningen vid framledningstemperatur  $T_f = 62^\circ\text{C}$  och tre alternativa flöden  $q = 6, 20$  och  $40 \text{ l/h}$  och börjar med mellanvärdet  $q = 20 \text{ l/h}$  i nomogrammet på FIGUR 6a nästa sida. De övriga två värdena i FIGUR 6b på sid 13.





FIGUR 6a Radiatorkonstant  $P^* = 3,43$ . Framledningstemperatur  $T_f = 62^\circ\text{C}$ .

För flöde  $q = 20$  l/h fås värmeavgivning  $P \approx 340$  W. "På vägen" erhålls returtemperatur  $T_r \approx 47^\circ\text{C}$ .



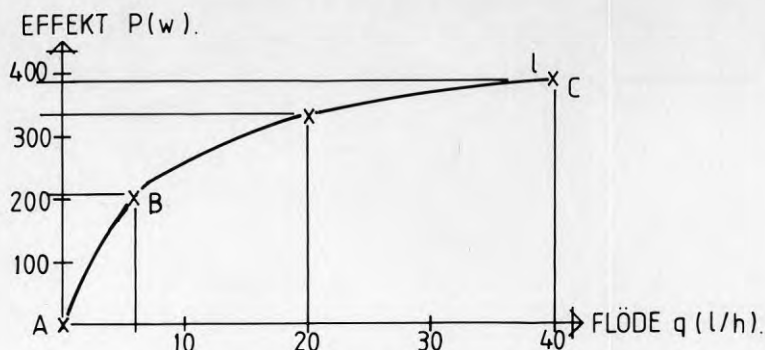
FIGUR 6b Radiatorkonstant  $P^* = 3,43$ . Framledningstemperatur  $T_f = 62^\circ\text{C}$ .

Flödet  $q = 40$  l/h ger värmeavgivning  $P \approx 390$  W (och  $T_r \approx 53^\circ\text{C}$ ). Linjedragningen från  $P^*$  horisontellt till brytlinjen och vidare nedåt blev en upprepning från föregående figur och likaså linjen från  $T_f = 62$  snett uppåt genom axelkorset i mitten.

Man kan därför utnyttja samma diagram för flera bestämningar bara man håller reda på linjerna.

Bestämningen av det tredje flödet  $q = 6$  l/h anges här med streckade linjer. Vi får värmeeffekten  $P = 210$  W ( $T_r = 32$ ).

Resultaten av bestämningarna har markerats i nedanstående FIGUR 7 som visar det sökta spåret ABC.



FIGUR 7 Kurvan i figuren representerar spåret ABC i FIGUR 1. Kryssmarkeringarna är de värden som bestämts i FIGUR 6a och 6b.

Nomogrammet medger således närmare studium av hur området i FIGUR 1 är beskaffat när man vet radiatorprestanda. (Det kan påpekas att vi för att medge studium vid låga flöden, ända ned till noll, i uttrycket för värmebalansen frigjort oss från det traditionellt använda begreppet "logaritmisk medeltemperaturskillnad").

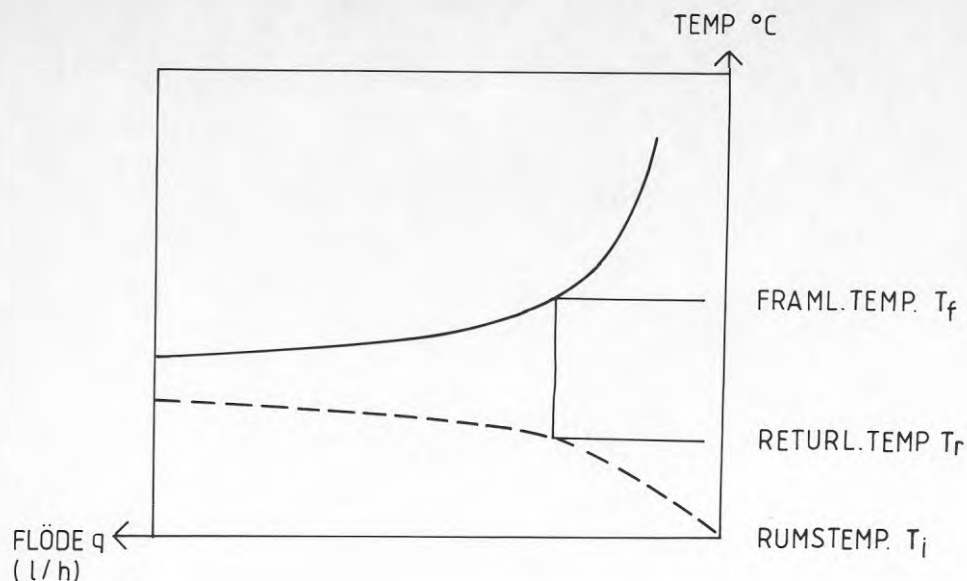
Ovanstående exempel avsåg spåret A-B-C i FIGUR 1.

För läsare som bekantat sig med nomogrammet bör det inte erbjuda några svårigheter att göra motsvarande "titt" på några punkter längs spår D-E.

#### En effekt kan fås med olika driftfall

Som ytterligare en belysning av FIGUR 1 kan vi följa nivåkurvan FG.

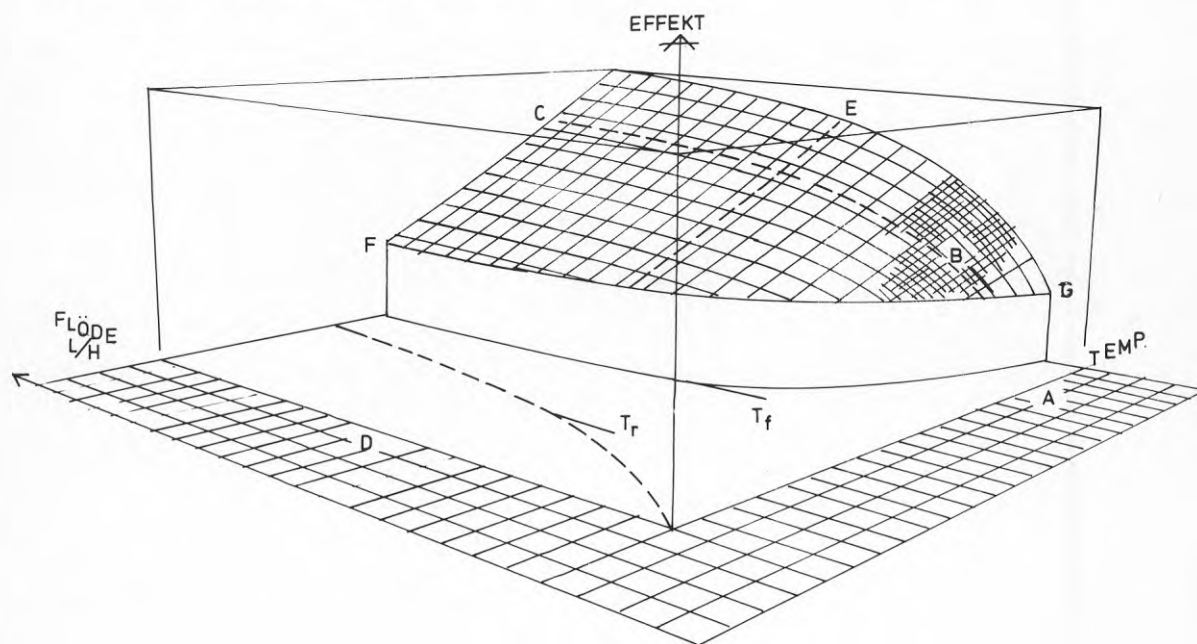
För en viss bestämd radiator med kända egenskaper och med konstant inomhustemperatur  $T_i$  beror effekten av framledningstemperaturen  $T_f$  och flödet  $q$ . Till varje driftfall hör således en returtemperatur  $T_r$ . FIGUR 8 anger ett antal driftfall med samma värmeavgivning.



FIGUR 8 Fram- och returledningstemperatur vid en och samma effektavgivning

Samma effektavgivning kan åstadkommas med en mängd olika alternativa driftsfall dvs kombinationer av vattenflöde och framledningstemperatur. Varje kombination ger ett samhörande värde för returtemperaturen.

Vi kan nu tänka oss ett vertikalt snitt utmed nivåkurvan F-G i FIGUR 1 och att vi lossar den "hitre" delen av volymen från basplanet. Vi får FIGUR 9.



FIGUR 9 Driftsfall med samma effekt

I "golvvinkeln" finner vi mängden av alternativa driftsfall med en och samma effektavgivning.

Den vita golvytan är således densamma som den nedre delen av FIGUR 8. Den streckade kurvan är tillhörande returtemperaturer.



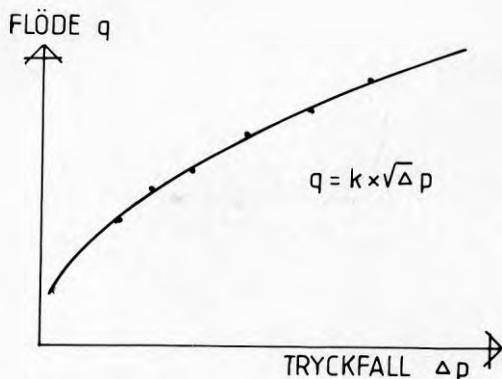
#### 4. HYDRAULISKA GRUNDBEGREPP OCH DERAS HANTERING

Vattenströmning i en rörledning, en komponent i systemet och i systemet som helhet är följden av en anbringad drivkraft som ger tryckskillnad från in- till utloppet.

Tryckskillnaden betraktas alltså som orsak och flödet som verkan. Delens hydrauliska karaktäristik uttrycks av hur flödet beror av tryckskillnaden vilket kan illustreras med en kurva som i fortsättningen kallas flödeskurva. Karaktäristiken kan emellertid också beskrivas med ett enda värde.

##### Flödeskurvor och k-värden

FIGUR 10 visar en flödeskurva med tryckskillnad  $\Delta p$  i meter vattenpelare och flöde  $q$  i liter per timme.



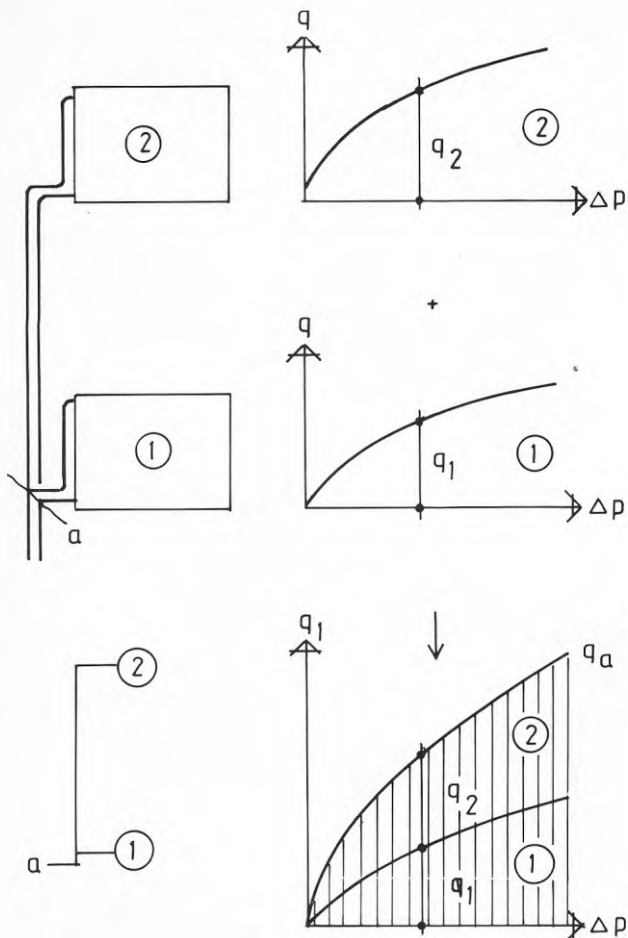
FIGUR 10 Flödeskurva  $q = k \cdot \Delta p^\beta$ ; där proportionalitetskonstanten  $k$  är flöde vid enhetstrycket  $\Delta p = 1$  m VP. Värdet för konstanten  $\beta$  beror av strömningens art. Vid turbulent strömning är  $\beta = 0,5$  och vid laminär strömning gäller  $\beta = 1$ .

Vanligen är strömningen turbulent, varvid uttrycket för flöde blir  $q = k \cdot \sqrt{\Delta p}$ , vilket grafiskt blir en andragsparabel från origo och genom punkten  $q = k$ ,  $\Delta p = 1$ .

Med kännedom om flödeskurvor för de komponenter som ingår i ett ledningssystem kan man bestämma karaktäristiken för hela systemet med en hantering som alltid kan återföras i en stegvis hantering av två elementarfall - parallellkopplade respektive seriekopplade strömningssvågar. Närmast redogörs för hur man får resulterande flödeskurva för vardera av elementarfallen. Redogörelsen är då inte begränsad till turbulent strömning, vilket innebär att kurvorna kan ha godtycklig krökning (exponent  $\beta$ ).

### Parallellkopplade strömningsvägar

Vi söker resulterande flödeskurva till två eller fler parallella strömningsvägar med kända flödeskurvor. Förfarandet visas i FIGUR 11 där som exempel valts en enkel stamkrets med två radiatorgrenar; 1 och 2. Strömningsvägarna avgränsas av snittet a, som markerar början och slut av båda vägarna.



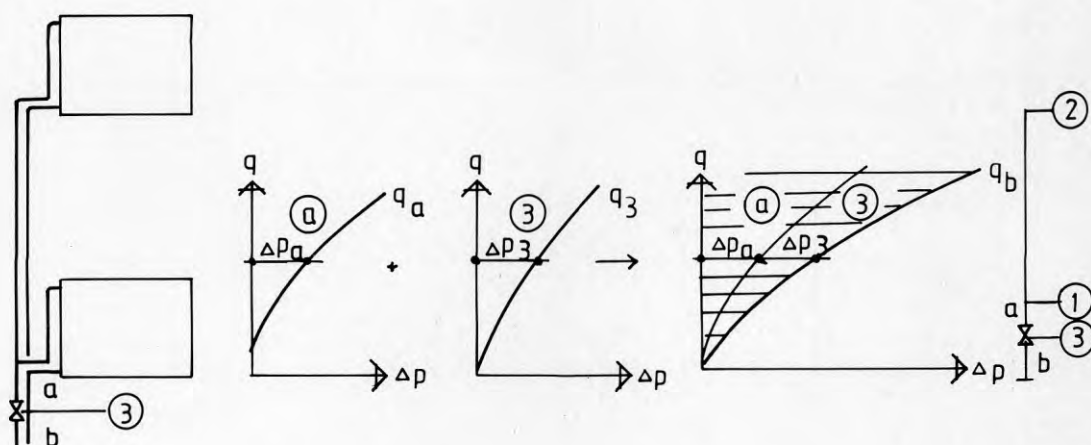
FIGUR 11 Resulterande flödeskurva för två parallella strömningsvägar. Flödeskurvorna representerar strömning från förgreningspunkten till föreningspunkt i snitt a för flöden genom vardera radiatorn 1 och 2. För varje godtyckligt värde av tryckskillnaden  $p$  blir flödet summan av flöden  $q_1$  och  $q_2$ . Resulterande kurva fås alltså genom vertikal summering av flöden vilket markeras med vertikal randning i figuren. Man lägger alltså helt enkelt sektorerna mellan kurvor  $q_1$  och  $q_2$  och horisontalaxel på varandra.

Den resulterande flödeskurvan betecknas  $q_a$  och anger flöde genom snittet a. Resultatet blir givetvis detsamma oavsett vilken strömningsväg man börjar med, dvs vilken sektor man placerar underst.

För senare utvidgning är det lämpligt med en schematisering av rörkretsar. Denna inleds med figuren längst ned till vänster, där fram- och returledning anges med en enkel linje.

### Seriekopplade strömningsvägar

Det andra elementarfallet är att söka resulterande flödeskurva till två eller fler komponenter i serie vilket illustreras i FIGUR 12. Den ena komponenten utgörs av de två parallellkopplade radiatorgrenarna i föregående exempel. Den andra (3) består av en i kretsen placerad stamreglerventil (inklusive korta rörsträckor mellan snitt a och b.



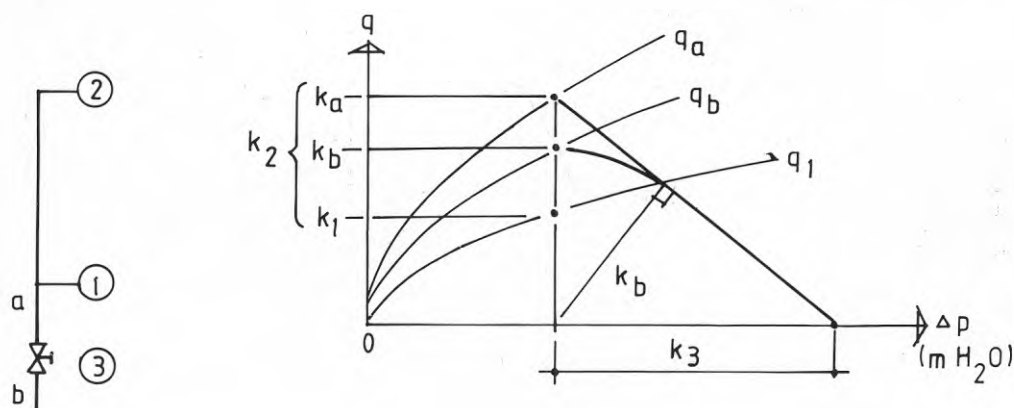
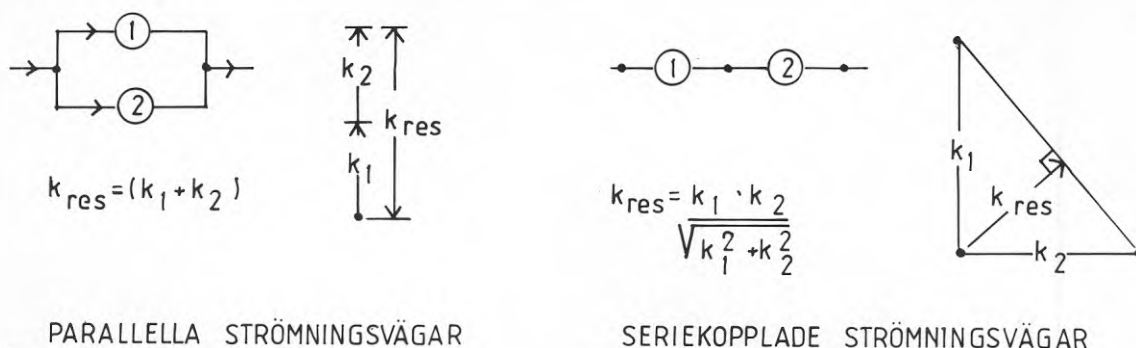
FIGUR 12 Resulterande flödeskurva för två seriekopplade delar a och 3.

Gränsen mellan delarna är snitt a i föregående figur. För varje godtyckligt värde av genomströmmande flöde  $q$  blir tryckskillnaden summan av deltrycken  $\Delta p_a$ , och  $\Delta p_3$ . Resulterande flödeskurva fås alltså genom horisontell summering av tryckskillnader vilket markeras med horisontell randning i figuren. I detta fall lägger man alltså sektorerna mellan kurvor och vertikalaxel intill varandra åt höger.

Även i detta elementarfall är det likgiltigt vilken strömningsväg man börjar med eftersom det rör sig om en summering också här. Längst t.h. visar den schematiska bilden av systemet ovan gränssnittet b, dvs det system för vilket flödeskurvan är  $q_b$ .

### Förenklad hantering vid turbulent strömning

Den grafiska hanteringen i föregående två elementarfall gäller som nämnts även om strömningen inte är turbulent. När detta nu vanligen är fallet kan en flödeskurva alltså uttryckas som  $q = k \cdot \sqrt{\Delta p}$ . Hanteringen av tidigare elementarfall kan då förenklas. Man behöver endast hantera  $k$ -värden, dvs flöde vid enhetstrycket 1 m Vp för att bestämma resulterande flödeskurva. FIGUR 13 som på nytt behandlar de två parallella radiatorerna och den i kretsen inkopplade stamreglerventilen illustrerar detta. Denna gång införs schematiseringen av kretsen och systematisering av beräkningsgången.



FIGUR 13 Hantering av  $k$ -värden vid turbulent strömning. Över strecket anges uttryck för resulterande  $k$ -värde och tillhörande grafiska konstruktion.

Resulterande flödeskurva  $q_b$  för kretsen fås enligt undre delen av figuren. Först adderas  $k_1$  och  $k_2$  vilket ger  $k_a$  som är resulterande  $k$ -värde för de parallella radiatorgrenarna. Därefter avsätts värdet  $k_3$  (ventilen) åt höger. Normalen till förbindelselinjen ger resulterande  $k$ -värde,  $k_b$  som överförs på den vertikala linjen vid enhetstrycket  $\Delta p = 1$ . Kurvorna ritas sen in som andragradsparabler.

FÖR SERIEKOPPLADE DELAR 1,2,3 .... FÅS RESULTERANDE KAPACITET SOM:

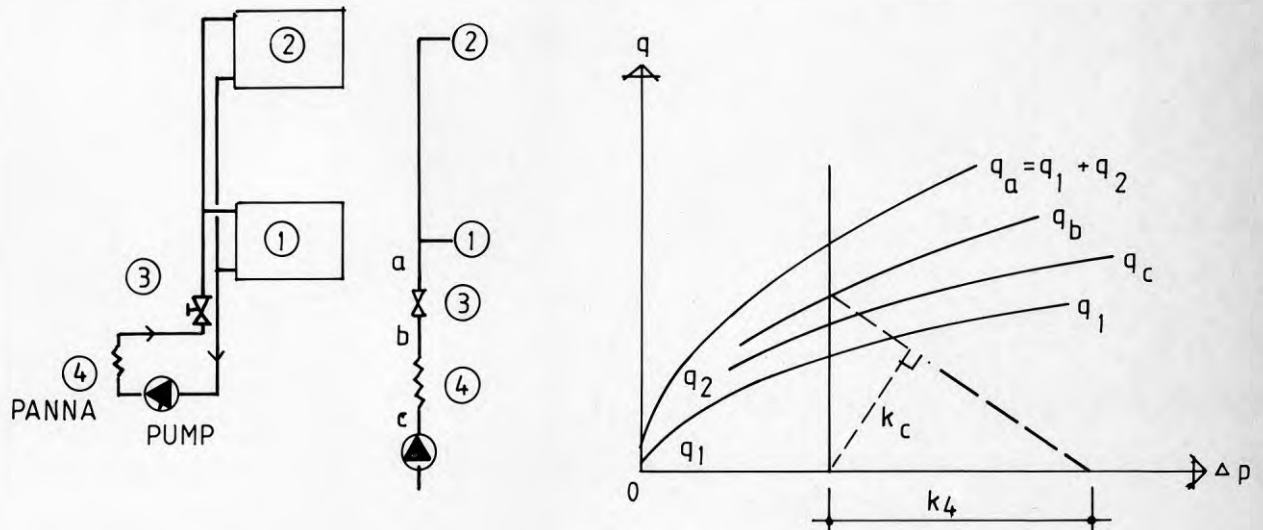
$$k_{res} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{k_1^2} + \frac{1}{k_2^2} + \frac{1}{k_3^2} + \dots}}, \text{ SOM VID ENDAST TVÅ DELAR KAN SKRIVAS}$$

PÅ DET SÄTT SOM ANGES OVAN STRECKET I FIGUR 13.



### Hydraulisk karaktäristik av ett enkelt värmesystem

Den tidigare enkla kretsen med två radiatorer och en stamreglerventil kompletteras med värmekälla och cirkulationspump till ett enkelt värmesystem, FIGUR 14.



FIGUR 14 Hydraulisk karaktäristik av enkelt system

Bilden är en komplettering av föregående figur med ytterligare en komponent (värmepannan) i kretsen. Systemet framgår längst till vänster. Den mittre figuren är den schematiserade bilden av systemet (för att slippa dubbla ledningar). Karaktäristiken visas i diagrammet till höger. Kurvan  $q_b$  är densamma som i FIGUR 13. Till denna kurva (som utgör resulterande kurva för snitt b) kommer kurvan för den seriekopplade pannan. På samma sätt som tidigare avsätts dess  $k$ -värde ( $k_4$ ) åt höger vilket ger resulterande  $k$ -värde för snitt c varefter karaktäristiken kurvan  $q_c$  ritas upp.

I och med FIGUR 14 har underlag skapats för vidare hantering som består i att "koppla på" cirkulationspumpen. Vi återkommer till detta i kapitel 6.

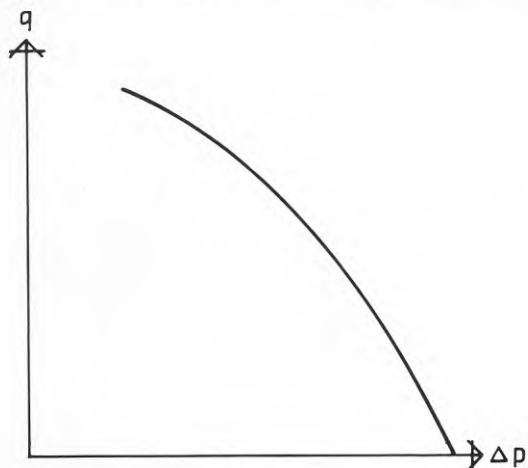
I den schematiserade systembilden ritas alltså ledningsdragning av fram- och returledning med en enda linje i vilken markeras de strypningar (komponenter) som ingår i endera ledningen. Eftersom fram- och returledningarna är seriekopplade är det nämligen likgiltigt (ur hydraulisk synpunkt) i vilken av ledningarna en komponent är placerad.

Till bilden hör också att varje förgrening (i figuren finns bara en) är en parallellkoppling av kretsar. (Schematiseringen blir analog med elritningar.)

## 5. KRAFTSYSTEM

### Pumpkurva

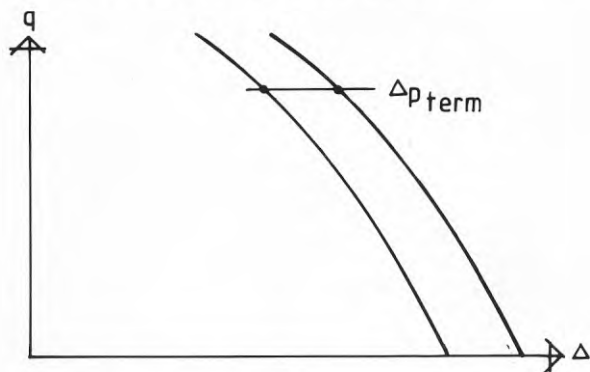
Kapaciteten för pumpar redovisas i form av en pumpkurva som gäller för pump och motor eller pump vid ett visst varvtal FIGUR 15 visar en sådan kurva.



FIGUR 15 Pumpkurva

### Termisk drivkraft

Beroende på olika densitet hos vatten i framledning och returledning tillkommer en termisk drivkraft i system med utsträckning i höjddled. Detta ger normalt ett tillskott till drivkraften. FIGUR 16.



FIGUR 16 Termisk drivkraft

Normalt ger termiken ett tillskott till drivkraften vilket ger samma resultat som en parallellförskjutning av pumpkurvan. Tillskottets storlek på ett höjdnivå h kan beräknas ur uttrycket längst ned på sidan.

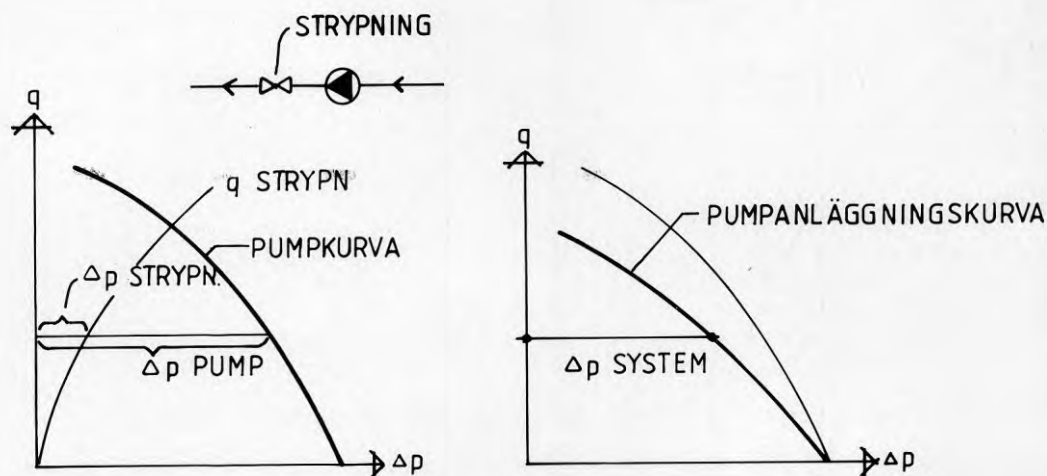
TERMISKT TRYCKTILLSKOTT:

$$\Delta p_{\text{term}} = 18,3 \cdot 10^{-6} \left[ (T_f - 5)^{1,7} - (T_r - 5)^{1,7} \right] \cdot h \quad [\text{m H}_2\text{O}] \quad \text{DÄR}$$

h ÄR HÖJD I M.

### Pump med strypning

I installationen ingår normalt extra motstånd i form av avstängningsventiler på båda sidor om pumpen. Ibland inför man avsiktligt en extra strypning om flödet annars är för stort. Det är lämpligt att hänföra en sådan strypning till pumpen och inte till det övriga hydrauliska systemet. Pumpen inklusive dessa komponenter utgör den pumpanläggning vars karaktäristik söks. FIGUR 17 visar förfarandet som är detsamma som tidigare elementarfall för seriekoppling.



FIGUR 17 Pumpanläggningskurva för pump med strypning

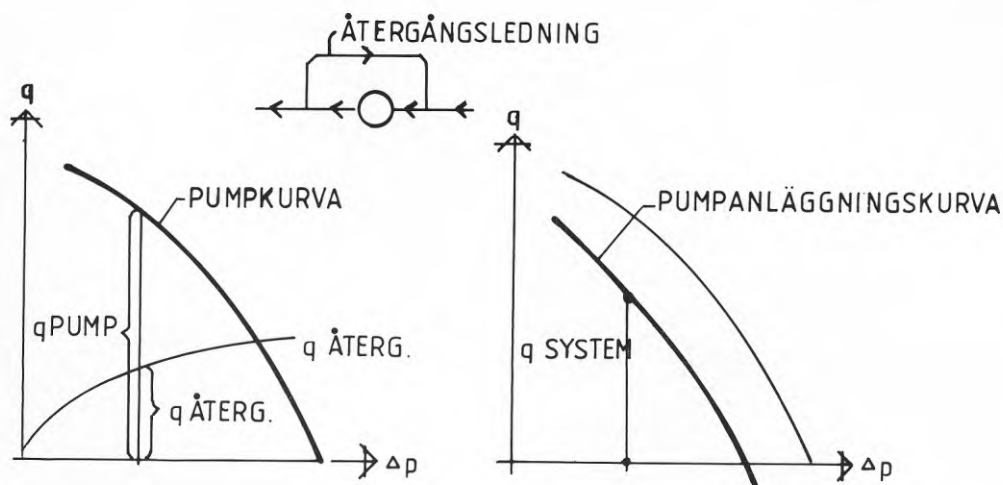
Vänstra bilden visar pumpkurva och flödeskurva för strypanordningen. En del av pumptrycket tas upp av strypanordningen. Resten är det nettotryck som står till förfogande för att transportera runt vattnet i det system där pumpen kopplas in.

Man kan då subtrahera sektorn för tryckfall över strypdonet från pumpkurvan och får då pumpanläggningskurvan som i den högra bilden.

Strypning av en pump ger en pumpanläggningskurva som är flackare än pumpkurvan.

### Pump med återgångsledning

Ett annat sätt att reducera flöde i systemet är att anordna en återgångsledning som också räknas till pumpanläggningen. Motståndet i denna styrs ofta automatiskt av trycket i systemet. För en viss inställning fås pumpanläggningskurvan enligt FIGUR 18 enligt samma förfarande som vid elementarfallet parallellkoppling.



FIGUR 18 Pumpanläggningskurva för pump med återgångsledning.

Vänstra bilden anger pumpkurva och flödeskurva för återgångsledning. Uppdelning på flöde genom förbigångsledning och värmesystem framgår av den vänstra bilden.

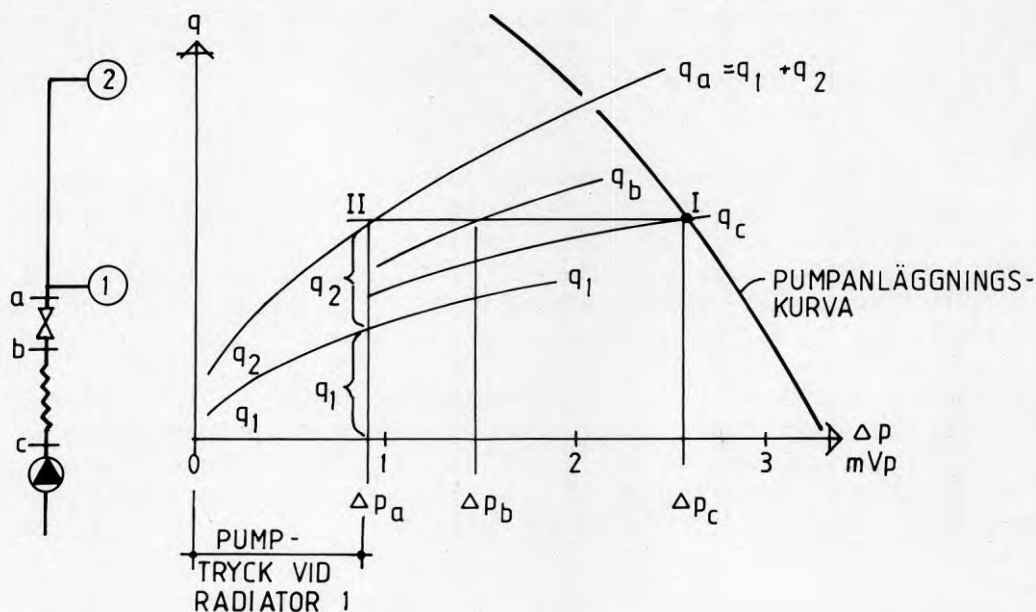
Man kan i detta fall subtrahera sektorn för flöde genom återgångsledningen från pumpkurvan och får då pumpanläggningskurvan som i den högra bilden.

Återgångsledning vid en pump ger en pumpanläggningskurva som är brantare än pumpkurvan.



## 6. SYSTEMFUNKTION FÖR DRIFTFALL

Vi kan nu komplettera karaktäristiken för det enkla systemet i FIGUR 14 med anläggningskurvan för pumpen och fastställa tryckförhållanden och flöden i systemet enligt FIGUR 19.



FIGUR 19 Det tidigare enkla systemet i drift

Kurvan  $q_c$  är flödeskurvan för det totala hydrauliska systemet. Skärningspunkten I med pumpkurvan är driftpunkten som anger totalt genomströmmande flöde  $q$  och totalt tryckfall  $\Delta p$  (2,6 mVp). Samma flöde passerar snitten b och a. Skärningspunkterna med flödeskurvorna ger  $\Delta p_b$  (1,5 mVp) och  $\Delta p_a$  (0,9 mVp). Vid snitt a fördelas flödet på kretsarna 1 och 2 vilket ger flödena  $q_1$  och  $q_2$ .

### Pumptryck vid radiator

I tidigare FIGUR 2 anges flöde som funktion av pumptryck, utan att detta då definieras. Nu kan vi göra det.

Pumptrycket för radiatoren 2 är tryckskillnaden  $\Delta p_a$ . Detta är det tryckfall som uppträder över radiatoren då hela systemet exponeras för det kraftsystem som pumpanläggningen representerar.

## 7. FÖRÄNDRINGAR I SYSTEMET

Av det närmast föregående framgick hur trycket fortplantas till en högre upp belägen förgrening när pumpanläggningen verkar "vid roten" av systemet.

Om man vill studera inverkan av förändringar i en förgrening kan man naturligtvis ändra flödeskurvan och konstruera karaktäristiken för det nya driftsfallet. Ett antal förändringar av t ex  $k$ -värdet för radiator 1 i exemplet skulle ge upphov till lika många bilder, och där var och en liknar FIGUR 19 men inte helt. Sedan får man jämföra dem och bena ut ett mönster för inverkan av de gjorda förändringarna. Det går att göra men är tidskrävande och opraktiskt.

För att få en mer direkt överblick av inverkan av förändringar i en förgrening är det lämpligt att utgå från förgreningen - och så att säga se det utanförhållande systemet ur förgreningens synvinkel. Detta skall illustreras här genom att undersöka inverkan av förändringar av flödeskurvan för samma radiator som tidigare.

Radiatorns karaktäristik - flödeskurvan beror av  $k_v$ -värdet för radiatorventilen, och vi vill närmast undersöka hur förändringar av  $k_v$ -värdet påverkar flödet i radiatoren. (På så sätt kan vi återknyta till FIGUR 2 och visa hur kurvor parallellt med  $k_v$ -värdesaxeln kommer till).

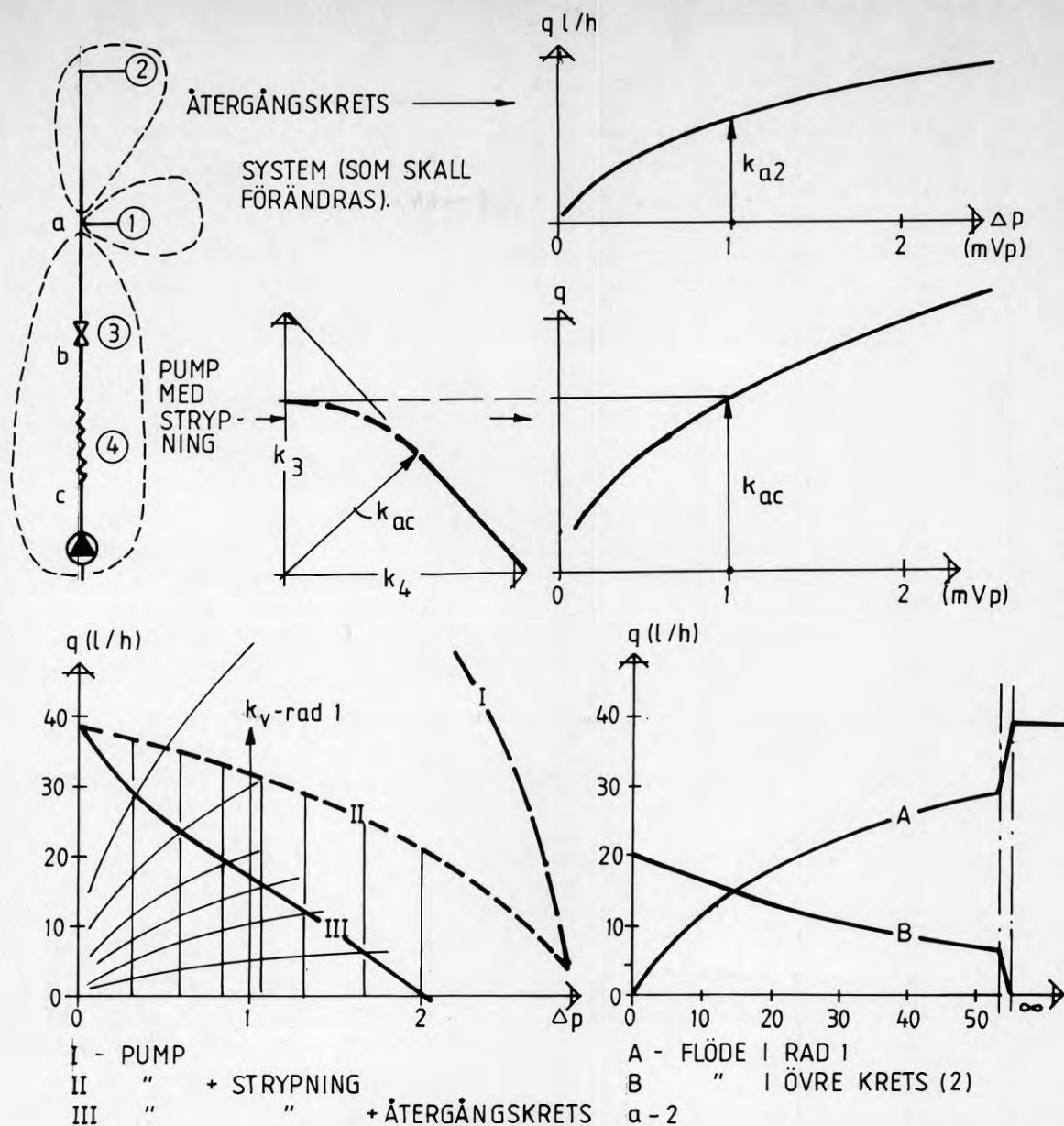
### Kraftsystem för en förgrening

Av föregående FIGUR 19 framgick att tryckskillnaden mellan fram- och returledning i snitt a utgör drivkraft för flödet genom radiator 1 dvs genom grenen a1 (och också uppåt genom a2).

Under snitt a i systemet görs inga förändringar. Flödeskurvan från snitt a till systemets "rot" kan alltså uttryckas av resulterande  $k$ -värde  $k_{ac}$  som förblir oförändrat. Också den uppåtgående grenen a2 förblir oförändrad med en flödeskurva som uttrycks av  $k_{a2}$ .

I kapitel 5 redogjordes för hur man tar hänsyn till en strypning intill pumpen och får en pumpanläggningskurva som inkluderar inverkan av strypningen. Likaså visades motsvarande inverkan av en återgångsledning vid pumpen. I det fallet var intresset inriktat på den pumpanläggning som senare i kapitel 6 applicerades på värmesystemet som helhet (med dess karaktäristik).

Man kan likaväl fokusera intresset att betrakta förgreningen a1 som system och FIGUR 20 visar hur man med samma hantering som i kapitel 5 kan beskriva det kraftsystem som påverkar förgreningen.



FIGUR 20 Förändring av  $k_v$ -värde för förgrening radiator 1

Systemskissen längst upp till vänster anger att det studerade systemet består av detaljförgrening-radiatorn, och att kretsen under snitt a betraktas som pumpanläggning (ur radiatorns synvinkel) och den övre kretsen som återgångsledning. Allt utanför förgreningen 1 betraktas som pumpanläggning - för förgreningen.

Till höger om systemskissen visas flödeskurvor, återgångskrets och pump med strypning.

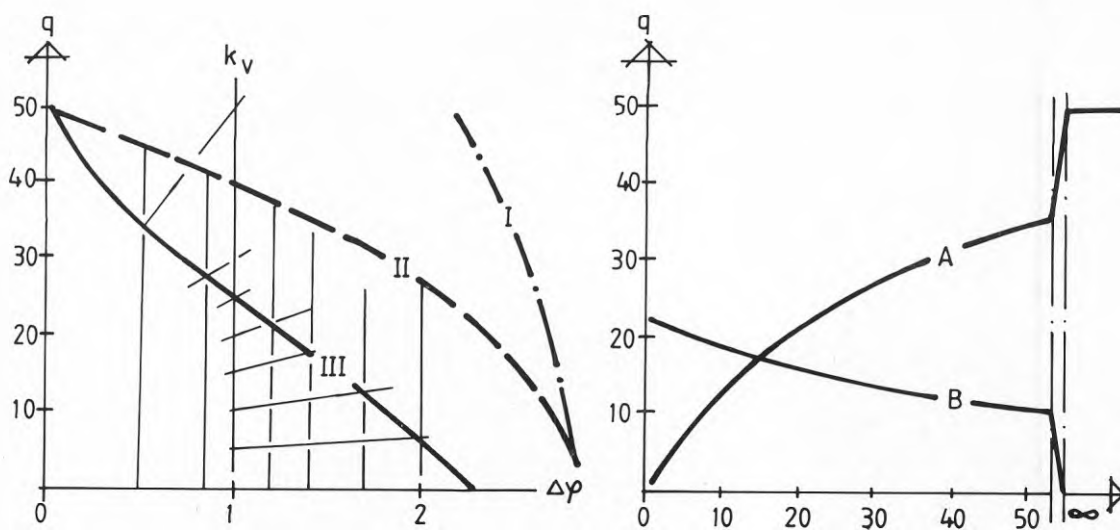
Huvuddiagrammet, längst ned till vänster, anger med heldragen kurva det kraftsystem som fås om pumpkurvan först stryps ( $q_{ac}$ ) och därefter i snitt a förses med återgångskrets ( $q_{a2}$ ) på samma sätt som beskrivits i kapitel 5. Denna kurva III är den kraftkurva som påverkar radiator 1. Kurvskaran anger några värden (0,5,10,15,20,30 och 50) för radiatorns  $k_v$ -värde och motsvarande flöden.

Diagrammet längst ned till höger återger dessa  $k_v$ -värden och motsvarande flöden. Kurvan A anger flöde i radiator 1 vars  $k_v$ -värde förändras. Kurva B visar hur flödet i den andra radiatorn samtidigt minskar.

Flödet i radiator 1 ökar i början ganska snabbt med ökande  $k_V$ -värde. Så småningom planar kurvan ut för att då  $k_V$  går mot oändligheten närma sig värdet  $q = 40$  l/h. Kurvan A är just en sådan kurva som är parallell med  $k_V$ -värdets axeln i FIGUR 2.

### Stamreglerventilen öppnas (eller tas bort)

Genom att avlägsna motståndet över stamreglerventilen ger vi radiatorventilerna större auktoritet och får en brantare kraftkurva för radiator 2. FIGUR 21 visar detta fall som för övrigt är behandlat likadant som det föregående.



FIGUR 21 Systemet med fullt öppnad stamreglerventil

Vid jämförelse av det högra diagrammet med motsvarande i föregående fall ser man att kurva A är brantare och B är flackare efter öppnande av stamreglerventilen. En ökning av  $k_V$ -värdet ger en större ökning av flödet genom radiator 1 än tidigare. Däremot blir konsekvensen för den andra radiatorn 2 mindre. Flödet minskar här inte så mycket som i det förra fallet.

Förändring av flöden A och B vid ändrat  $K_V$ -värde för radiatorventiler illustrerar vad som sker vid flödesreglering antingen den är manuell eller termostatstyrd.



## 8 SYSTEMATISK BEHANDLING

I detta avsnitt skall behandlas den hydrauliska systemfunktionen för ett större system. Framställningen görs i grafisk form men kräver beräkningsunderlag.

För att analysera systemet behövs kännedom om kapacitetsvärden (k-värden) för de komponenter som ingår i systemet. Dessa k-värden måste beräknas ur datauppgifter för komponenterna. Redovisning av sådana data förekommer i olika former och med olika sorter. Data måste således först räknas om till en enhetlig form, vilket alltså här är k-värde i liter per timme vid tryckfall 1 meter vattenpelare.

Närmast följer därför ett förberedande avsnitt 8.1, som behandlar bestämning av k-värden, och sedan följer den egentliga systembehandlingen.

#### Bestämning av k-värden med hjälp av tillgängliga uppgifter

Densiteten hos vatten förutsätts konstant = 1000 kg/m<sup>2</sup>. Enligt definitionen gäller vid turbulent strömning genom en komponent att flödeskurvan (karaktäristiken) kan uttryckas som

$$q = \text{Konst} \cdot \sqrt{p}.$$

#### Stötmotstånd

Om man vet flöde  $q_0$  vid ett visst referenstryckfall  $p_0$  fås värdet för konstanten som

$$\text{Konst} = \frac{q_0}{p_0}, \text{ varefter flödet kan skrivas}$$

$$q = \frac{q_0}{\sqrt{\Delta p_0}} \cdot \sqrt{\Delta p} \quad (8.1)$$

där kvoten  $\frac{q_0}{\sqrt{p_0}}$  representerar k-värdet i den tryckenhet man valt.

För omräkning av tryck gäller:

$$1 \text{ m Vp} = 0,1 \text{ bar} = 0,1 \text{ kp/cm}^2 = 10 \text{ kPa} = 0,01 \text{ MPa} \quad (8.2)$$

Exempel 1: För en trevägsventil anges flödet 14 m<sup>3</sup>/h vid tryckfallet 0,1 MPa. Omräkning till "våra" sorter ger

$$\text{Flöde } q_0 = 14 \text{ m}^3/\text{h} = 14000 \text{ l/h}$$

$$\text{Tryckfall } p_0 = 0,1 \text{ MPa} = 10 \text{ m Vp och enligt (8.1)}$$

$$q = \frac{14000}{\sqrt{10}} \cdot p = 4.430 \cdot \sqrt{\Delta p}, \text{ dvs } k = 4.430.$$

Exempel 2: En radiatorventil har k-värdet 0,25 m<sup>3</sup>/h vid referenstryckfallet 1 kp/cm<sup>2</sup>:

$$\text{Flöde } q_0 = 0,25 \text{ m}^3/\text{h} = 250 \text{ l/h}$$

$$\text{Tryckfall } 1 \text{ kp/cm}^2 = 10 \text{ m Vp}$$

$$k = \frac{250}{\sqrt{10}} = 79.$$

När det gäller vissa komponenter i rörsystemet anges karaktäristiken med ett dimensionslöst motståndstal ( ). k-värdet fås härvid ur uttrycket

$$k = 12,5 \cdot d^2 \cdot \frac{1}{\sqrt{g}} \quad (8.3)$$

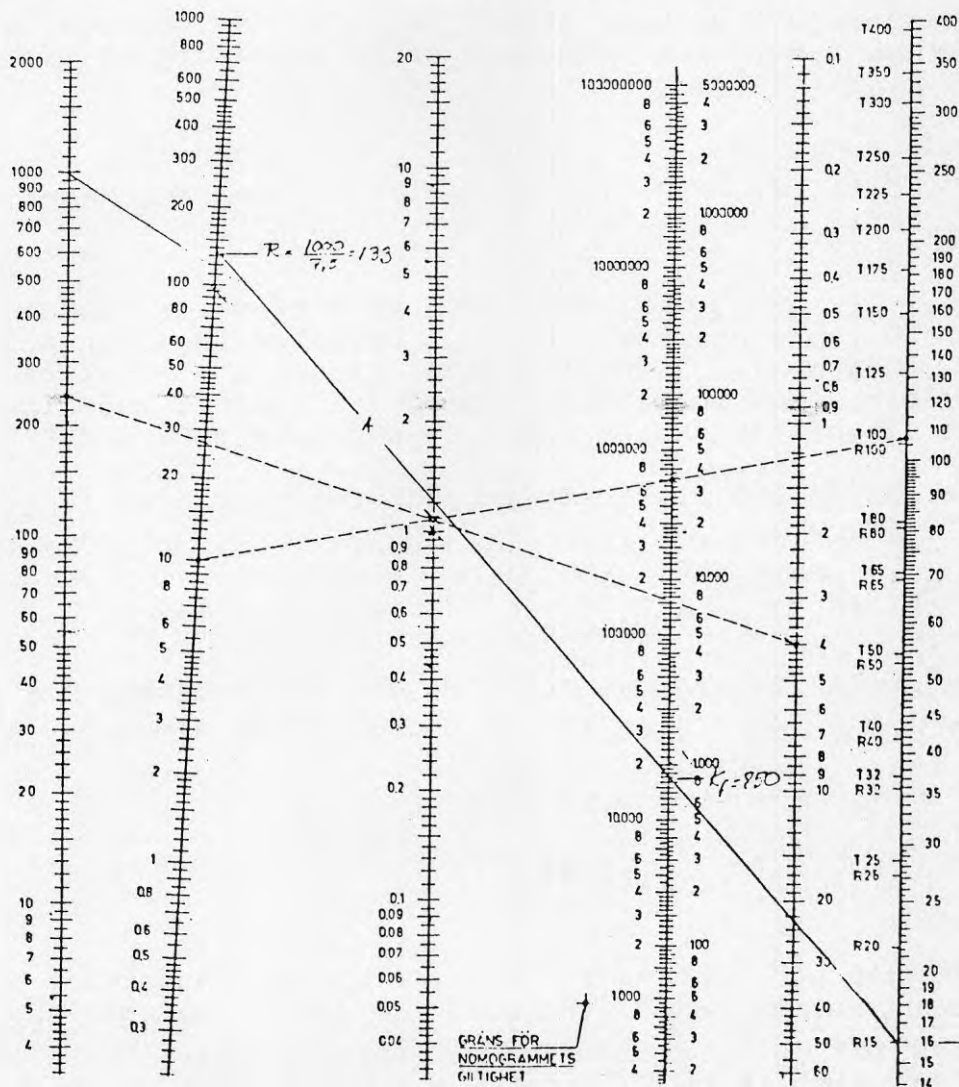
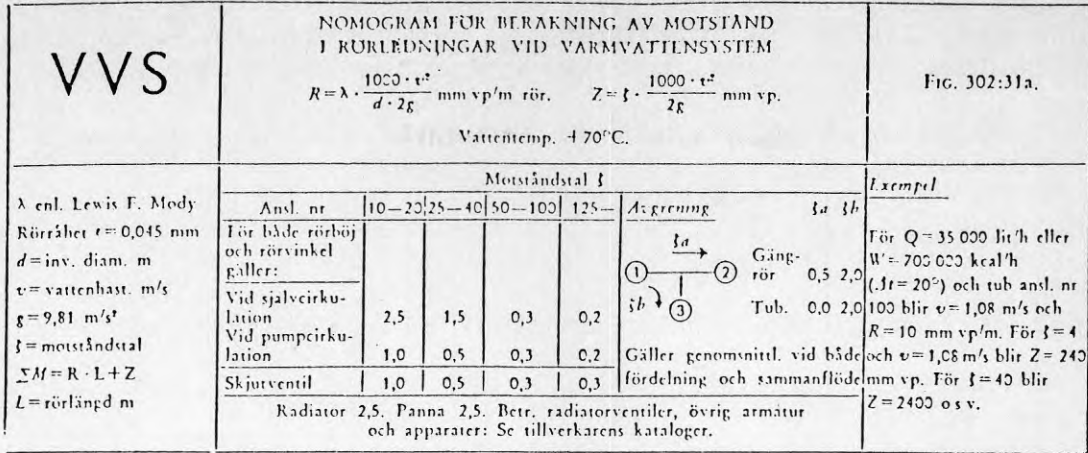
där d = inre diameter i rörledningen.

#### Friktionsmotstånd

Man kan med tillräckligt god approximation uttrycka flödet genom en rörsträcka - med given rördiameter - på samma sätt som för en komponent, dvs  $q = \text{konst} \cdot p$ . Värdet för konstanten - friktionsandelen vid rörströmning - fås med hjälp av FIGUR 22, som återgivits ur VVS-Handboken 1963.

Användandet belyses med ett exempel i form av ett 7,5 m långt rör med 16 mm innerdiameter. Då detta rör utsätts för ett tryckfall på 1 m Vp blir tryckfallet per meter rör  $1/7,5 = 0,133 \text{ m VP}$  eller 133 mm Vp, som markerats på den andra skalan från vänster i nomogrammet. Linjen A till innerdiameter 16 mm på högra skalan skär flödesaxeln vid  $Q = 850 \text{ l/h}$  som representerar det sökta k-värdet. Således får vi  $K_f = 850$  där index f anger friktion.

I och med detta har redogjorts för hur man kan ta fram prestanda för de delar som ingår i värmesystemet. Därefter gäller det att sammanföra delprestanda till en bild av helheten, dvs att göra samma sak som i kapitel 6 men för ett större system. Det är lämpligt med en kombinerad grafisk och numerisk framställning.



FIGUR 22 Nomogram för bestämning av motstånd återgivet ur VVS-handboken 1963.

För 7,5 m rörledning med inre diameter = 16 mm blir k-värdet,  $k = 850$ .

Vid koppling av strömningsvägar gäller för den numeriska redogörelsen de samband som anges längst ned under FIGUR 13.

För parallellkopplade strömningsvägar blir resulterande k-värde:

$$k_{\text{res}} = k_1 + k_2 + k_3 \dots \dots \quad (8.4)$$

För seriekopplade strömningsvägar blir resulterande k-värde:

$$k_{\text{res}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{(k_1)^2} + \frac{1}{(k_2)^2} + \frac{1}{(k_3)^2} + \dots \dots \dots}} \quad (8.5)$$

Ytterligare ett samband kommer att användas. Det gäller tryckfallet över en strömningsväg i serie med andra strömningsvägar.

$$\Delta p = \frac{q^2}{k^2} \quad (8.6)$$

Exempel 3: Antag att röret ovan vars  $k_f$ -värde bestämdes till  $k_f = 850$  representerar fram- och returledning från snitt a till radiator 2 i FIGUR 11. Antag vidare att röret på vägen innehåller fyra rörvinklar. För dessa anges i tabellhuvudet i FIGUR 22 motståndstalet  $\xi = 1,0$ , dvs totalt  $\Sigma \xi = 4,0$ .

Detta ger enligt (8.3) ett k-värde för vinklarna ( $k_{\text{böj}}$ )

$$k_{\text{böj}} = 12,5 \times 16^2 \cdot \frac{1}{\sqrt{4,0}} = 1600$$

Resulterande k-värde av friktion och stötmotstånd för rör inklusive böjar -  $k_{\text{rör}}$  fås då enligt (8.5) som

$$k_{\text{rör}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{(850)^2} + \frac{1}{(1600)^2}}} = 750$$

Vi "bygger på" kretsen med radiatorns motståndstal  $\xi = 4$  och en returventils med  $\xi = 6$ , dvs  $\Sigma \xi = 10$ , vilket ger  $\xi =$

$$k = 12,5 \cdot 16^2 \cdot \frac{1}{\sqrt{10}} = 81$$

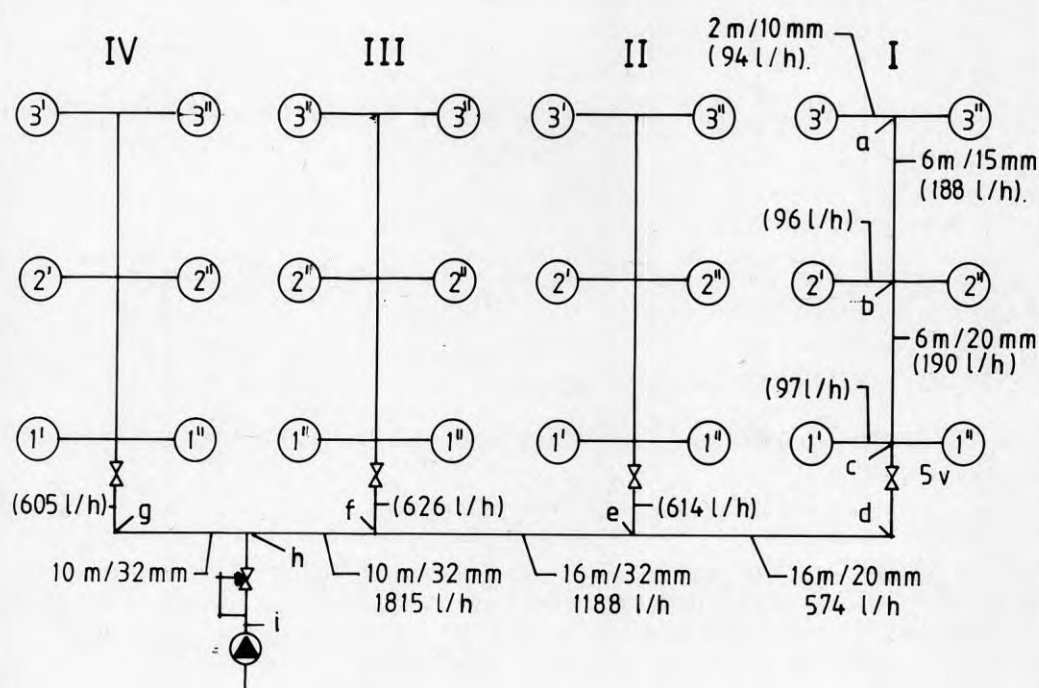


och också med radiatorventilen från exempel 2 med  $k = 79$  och får resulterande  $k$ -värde för den fullständiga kretsen. Med beteckningen  $k_{a2}$  fås

$$k_{a2} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{750^2} + \frac{1}{81^2} + \frac{1}{79^2}}} = 56$$

### Värmesystemet, bestämning av $k$ -värden och av flöden

Vi återknyter till den allra första figuren (i inledningen) och visar i FIGUR 23 värmesystemet (den del som finns med i figuren) på det schematiserade sätt som introducerats tidigare. Vi utgår från att systemet inte är injusterat.



FIGUR 23 Värmesystemet utmed ena långfasaden och gaveln utgör endast hälften av ett fullständigt system, vilket dock inte spelar någon roll för redogörelsen. Utmed kretsar anges rörlängd och dimension. Radiatorerna anges med våningsplan, t ex 2, där 2' anger den vänstra och 2'' den högra på bilden.

Beräkning av systemkaraktäristik påbörjas längst upp till höger i stam I och avser det icke injusterade systemet. Beräkningen sker steg för steg och införs i tabeller överst i FIGUR 24 a och 24 b, där a redovisar stamledningarna och b huvudledningarna. Värderna av speciellt intresse för den grafiska bilden har i beräkningarna numrerats.

## o Bestämning av k-värden

Radiatorgren a-3<sup>1</sup>

Komponent	Dim	Data	
		Antal/ $\varnothing$	$\varnothing$
90° böj	10	4 st, 1,0	4,0
T-rör avgrening	10	2 st, 2,0	4,0
Radiator	10	1 st, 2,5	2,5
Returkoppling	10	1 st, 6	6

Med  $\geq \varnothing = 16,5$  och (8.3) fås

$$k = 12,5 \frac{12,5^2}{\sqrt{16,5}} = 480; \text{ innerdiam ansl 10 är (jfr FIG 22) } 12,5 \text{ mm}$$

För 2 m rör fås ur nomogram FIGUR 22  $k = 875$ .

$$\text{Resultande k-värde blir } k = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{480^2} + \frac{1}{875^2}}} = 420$$

Dessutom tillkommer en radiatorventil med  $k = 80$  (fullt öppen)

$$\text{Resultande } k_{a-3'} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{420^2} + \frac{1}{80^2}}} = 78$$

Snitt a

Radiatorgrenarna förutsetts vara likadana. Summering enligt (8.4) av k-värden för de parallellkopplade grenarna a-3' och a-3" ger det resulterande k-värdet för snittet a i FIGUR 23.

$$1) \quad k_{a-3} = 78 + 78 = 156$$

Rörsträckan a-b

har dim 15 och 6 m längd och två T-rörsgenomgångar vid b (en i fram- och en i returledning). Två T-rörsgenomgångar ger  $= 2 \times 0,5 = 1$  och  $k = 12,5 \times 16^2 / 1 = 3200$ . 6 m rör dim 15 ger i nomogram  $k = 900$ . Dessa ligger i serie med röret ovanför snitt a. Vi får resulterande k-värde  $k_{b-3}$  för den vertikala delen ovan snitt b.

$$2) \quad k_{b-3} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{3200^2} + \frac{1}{900^2} + \frac{1}{156}}} = 153$$

Snitt b

Tre parallella grenar förenas i snittet; den föregående med  $k = 153$  och de två radiatorgrenarna  $b-2'$  och  $b-2''$  med  $k = 78$  vardera. Resultterande värde  $k_b$  blir

$$3) \quad k_{b-2,3} = 153 + 78 + 78 = 309$$

Rörsträckan b-c

Komponent	Dim	Data Antal/		k
T-rörsgenomgång	20	2 st, 0,51	1	5800
Rör	20	L = 6 m	->	2000 ->

$$\rightarrow k_{b-c} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{5800^2} + \frac{1}{2000^2}}} = 1890$$

Serieanslutning till nätet ovan snitt b ger k-värde för den vertikala delen ovan c

$$4) \quad k_{c-2,3} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{1890^2} + \frac{1}{309^2}}} = 3050$$

Snitt c

Inkoppling av radiatorgrenar  $c-1'$  och  $c-1''$  ger

$$5) \quad k_{c-1,2,3} = 305 + 78 + 78 = 461$$

Rörsträckan c-d (exklusive stamreglerventil)

Komponent	Dim	Data Antal/		k
Avst.vent	20	4 st, 0,5	2	
T-avgren	20	2 st, 2	<u>4</u>	
Rör	20	L = 2 m	->	3600 ->
				2360 -> $k_{c-d} = 1970$

Snitt d (exklusive stamreglerventil)

Serieanslutning av rörsträckan c-d till snitt c ger

$$k_{d-1,2,3} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{461^2} + \frac{1}{1970^2}}} = 449$$

Med stamreglerventil (fullt öppen)  $k = 1800$  fås

$$6) \quad k_{d-I} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{449^2} + \frac{1}{1800^2}}} = 435$$

Samtliga radiatorer och stammar förutsätts vara likadana. Vi får således för det icke injusterade systemet

$$k_{d-I} = k_{e-II} = k_{f-III} = k_{g-IV} = 435$$

Därmed är karaktäristiken för stammarna avklarad. Värden markeras i diagram FIGUR 24 a utmed k-axeln vid  $\Delta p = 1$  m Vp. Vi övergår därefter till huvudledningen.

Rörsträckan d-e

Två T-genomgångar à  $\xi = 0,5$  ger  $k = 12,5 \times 21^2 / \sqrt{1} = 5500$  och 16 m rör ger enligt nomogram  $k = 1200$ , vilket ger

$$k_{d-e} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{5500^2} + \frac{1}{1200^2}}} = 1170$$

För systemdelen till höger om e, dvs från e och genom stam I fås

$$7) \quad k_{e-I} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{1170^2} + \frac{1}{435^2}}} = 407$$

Snitt e

Parallellkoppling av e-I och e-II ger

$$8) \quad k_{e-I,II} = 435 + 407 = 842$$



Rörsträckan e-f

Två T-rörsgenomgångar dim 32 ger  $k = 16000$   
 16 m rör ger  $k = 4500 \rightarrow k_{e-f} = 4300$

För rörsystem till höger om f fås

$$9) \quad k_{f-I,II} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{4300^2} + \frac{1}{842^2}}} = 826$$

Snitt f

Parallellkoppling av f-I,II och f-III ger

$$10) \quad k_{f-I,II,III} = 826 + 435 = 1260$$

Rörsträckan f-h

Två T-rörsgenomgångar dim 32 ger  $k = 16000$   
 10 m rör ger  $k = 6000 \rightarrow k_{e-h} = 5600$

För systemdelen till höger om f fås

$$11) \quad k_{h-I,II,III} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{5600^2} + \frac{1}{1260^2}}} = 1230$$

Rörsträckan g-h

Två T-rörsavgreningar à

$\xi = 2,0 + 2$  böjar à  $\xi = 1 \rightarrow \Sigma = 6 \rightarrow k = 2040$   
 10 m rör  $\rightarrow k = 1600 \rightarrow k_{g-h} = 1260$

Serieanslutning av dessa till stammen g-IV (med  $k = 435$ ) ger för systemdelen till vänster om h

$$k_{h-IV} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{1260^2} + \frac{1}{435^2}}} = 410$$

Snitt h

Parallellkoppling av den högra delen h-I,II,III (k = 1230) och den vänstra h-IV (k = 410) ger

$$12) \quad k_{h-I,II,III,IV} = 1230 + 410 = 1640$$

Delen h-i

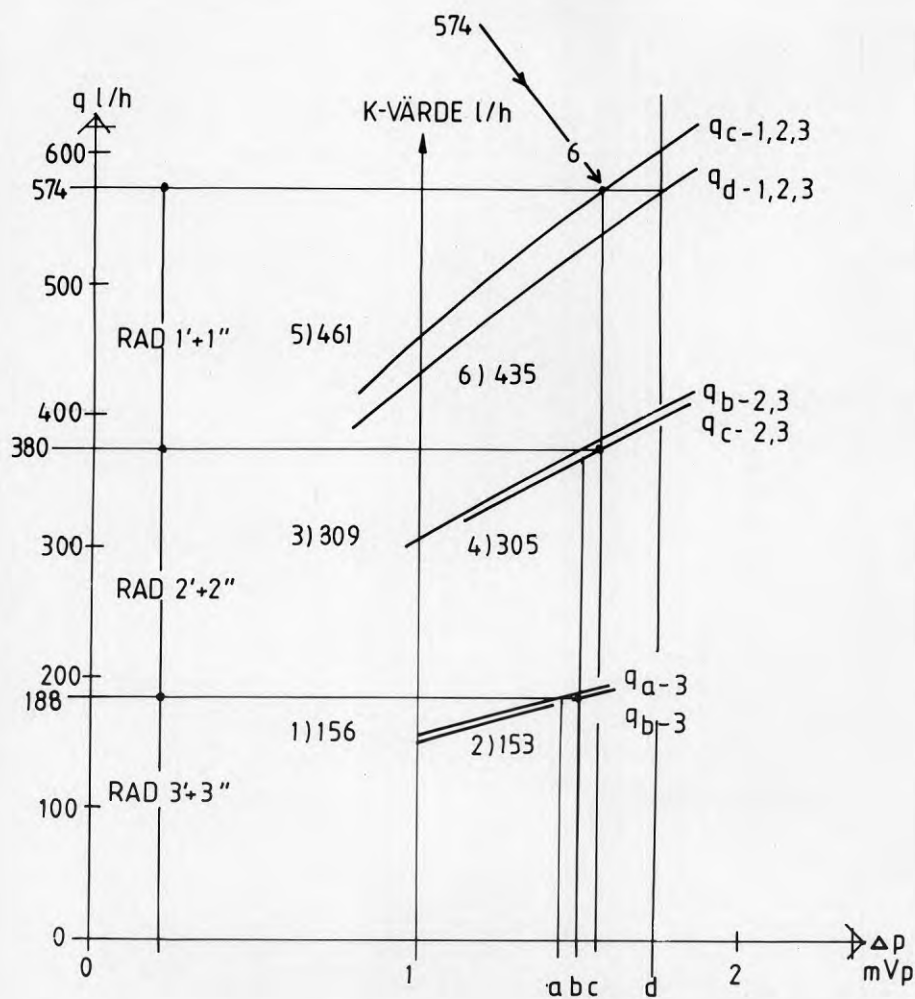
Panna, dim 40 med  $\xi = 2,5$        $\rightarrow k = 10000$   
 Shuntventil                                   $k = 6000 \rightarrow k_{h-i} = 5100$

Slutlig total kapacitet för systemet

$$13) \quad k_{tot} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{1640^2} + \frac{1}{5100^2}}} = 1560$$

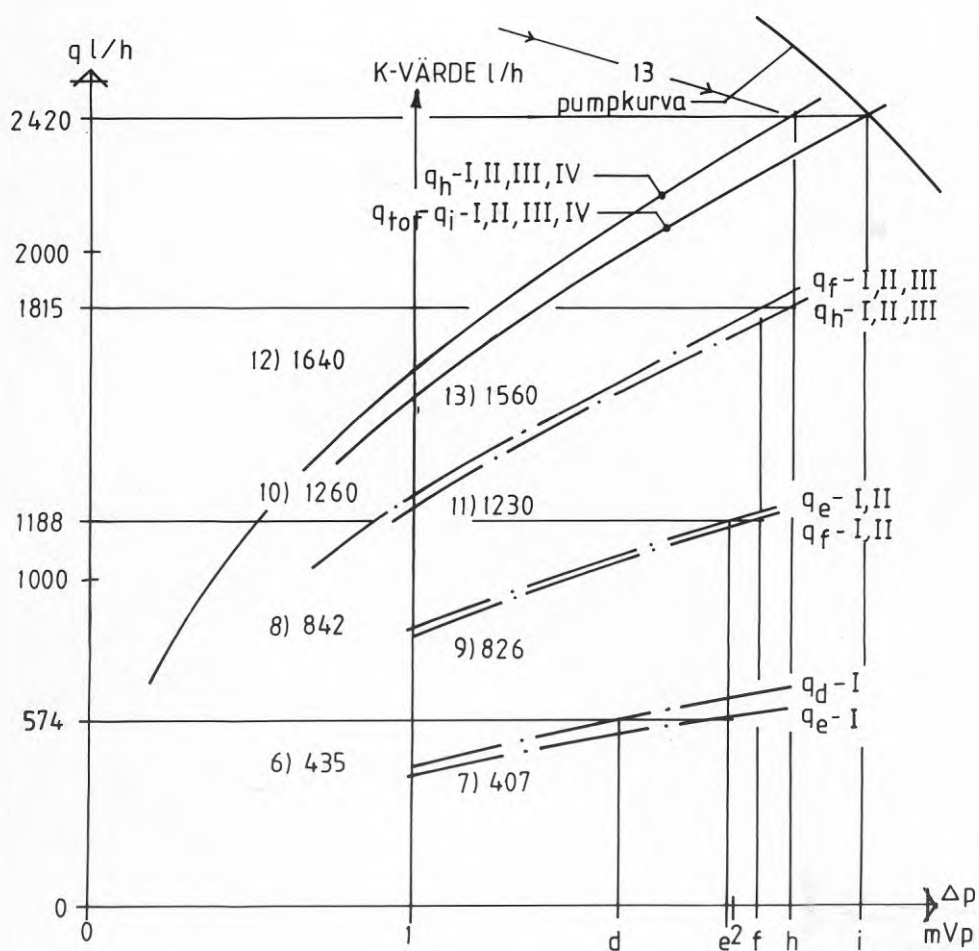
Därmed är bestämningen av den hydrauliska karaktärstiken klar. Numrerade värden inritas i FIGUR 24 b. OBS! Olika höjdskaletor i FIGURERNA 24 a och 24 b.

Systemdel	stam		anm
Ledningsavsnitt	k	q	
a - 3' exkl RV	420		
RV	80		
a - 3' inkl RV	78		
2 - 3"	78		
1) a - 3 = b - 2 = c - 3	156	188	Flöde i 3' och 3"
2) b - 3	153	192	Flöde i 2' och 2"
b - 2	156		
3) b - 2,3	309		
4) c - 2,3	305		
c - 1	156	194	Flöde i 1' och 1"
5) c - 1,2,3	461		
d - 1,2,3 exkl SV	449		
SV - fullt öppen	1800		
6) d - I	435	574	



FIGUR 24 a. Grafisk bild av stamledningskaraktäristik.  
Kurvan genom punkt 6 är den totala karaktäristiken.

Systemdel →	Huvudledn		Anm
	k	q	
Ledningsavsnitt			
d - e	1170		
7) e - I	407	574	
e - II	435	614	
8) e - I,II	842		
e - f	4300		
9) f - I,II	826	1188	
f - III	435	626	
10) f - I,II,III	1260		
f - h	5600		
11) h - I,II,III	1230	1815	Huvudledn till höger om h
g - h	1260		
h - IV	410	605	D:o till v om h
12) h - I,II,III,IV	1640		
h - i	5100		
13) i - I,II,III,IV	1560	2420	Hela systemet



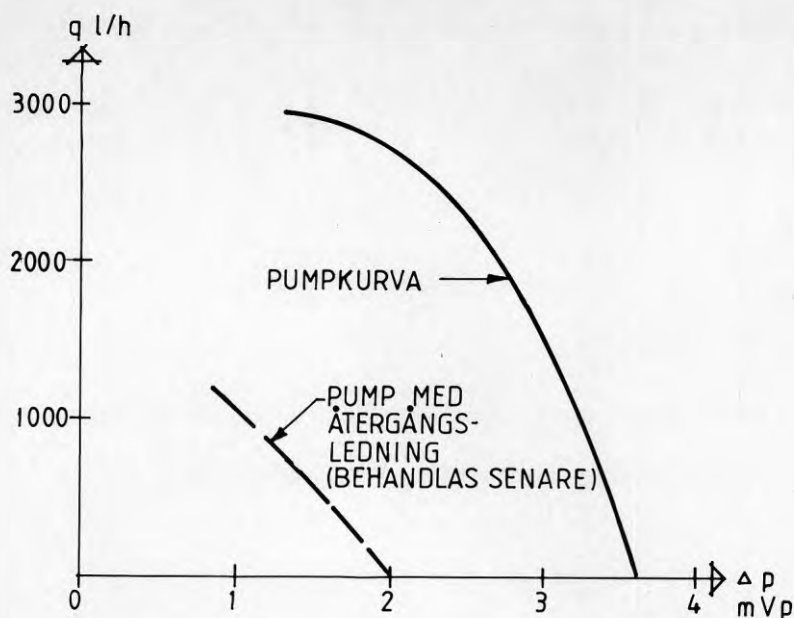
FIGUR 24 b. Grafisk bild v värmesystemet. Kurvan genom punkt 13 är den totala karaktäristiken.

Tryckfall mellan fram- och returlledning vid förgreningspunkter c,d,e,f,h anges under horisontalskalan och flöden utmed vertikalaxeln.



o Bestämning av tryckfall och flöden

Antag att pumpen har en kurva enligt FIGUR 25



FIGUR 25 Pumpkurva

Värden avläses och överförs i diagrammet i FIGUR 24 b. Vi får skärningspunkten mellan pumpkurvan och det totala systemets kurva vid tryckskillnaden  $p = 2,4 \text{ m Vp}$  och flödet  $q = 2420 \text{ l/h}$ , som alltså utgör den totalt cirkulerande vattenmängden. Vi börjar med att gå utåt (från pumpen räknat) och bestämmer tryckfallet i närmaste förgreningspunkt; i detta fall punkten h enl (8.6). Därefter bestäms de två delflödena som utgår från punkten med hjälp av k-värden för de båda huvudledningarna. Beräkningen redovisas i det följande. Värden förs in i FIGURERNA 24 a och 24 b och i tabeller ovan diagrammen. Flöden förs även in i systemskissen FIGUR 23.

Flöden och tryck - Beräkningen sker inifrån och utåt i grenarna. Pumpkurva ger  $q_{\text{tot}} = 2420$  vid  $p_{\text{tot}} = 2,4 \text{ m Vp}$ . (13)

#### Huvudledningar

Tryckfall i punkt

$$h \text{ (} k_{h\text{-I,II,III,IV}} = 1640 \text{)}; \rightarrow p_h = \frac{(2420)^2}{1640} = 2,18 \quad (12)$$

Flöde i krets:

$$h\text{-IV} \quad (k = 410) \rightarrow q = 410 \cdot \sqrt{2,18} = 605$$

$$h\text{-I,II,III} \quad (k = 1230) \rightarrow q = 1230 \cdot \sqrt{2,18} = 1815 \quad (11)$$

Tryckfall i punkt

$$f \text{ (} k_{f-I,II,III} = 1260 \text{)}; \quad \rightarrow \quad p_f = \left( \frac{1815}{1260} \right)^2 = 2,07 \quad (10)$$

Flöde i krets:

$$\begin{aligned} f\text{-III} \quad (k = 435) &\rightarrow q = 435 \cdot \sqrt{2,07} = 626 \\ f\text{-I,II} \quad (k = 826) &\rightarrow q = 826 \cdot \sqrt{2,07} = 1188 \end{aligned} \quad (9)$$

Tryckfall i punkt

$$e \text{ (} k_{e-I,II} = 842 \text{)}; \quad \rightarrow \quad p_e = \left( \frac{1183}{842} \right)^2 = 1,99 \quad (8)$$

Flöde i krets:

$$\begin{aligned} e\text{-II} \quad (k = 435) &\rightarrow q = 435 \cdot \sqrt{1,99} = 614 \\ e\text{-I} \quad (k = 407) &\rightarrow q = 407 \cdot \sqrt{1,99} = 574 \end{aligned} \quad (7)$$

Tryckfall i punkt

$$d \text{ (} k_{d-I} = 435 \text{)}; \quad \rightarrow \quad p_h = \left( \frac{574}{435} \right)^2 = 1,74 \quad (6)$$

Stam I

Tryckfall i punkt

$$c \text{ (} k_{c-1,2,3} = 461 \text{)}; \quad \rightarrow \quad p_c = \left( \frac{574}{461} \right)^2 = 1,55 \quad (5)$$

Flöde i krets:

$$\begin{aligned} c\text{-I} \quad (k = 156) &\rightarrow q = 156 \cdot \sqrt{1,55} = 194 \\ c\text{-2,3} \quad (k = 305) &\rightarrow q = 305 \cdot \sqrt{1,55} = 380 \end{aligned} \quad (4)$$

Tryckfall i punkt

$$b \text{ (} k_{b-2,3} = 309 \text{)}; \quad \rightarrow \quad p_b = \left( \frac{380}{309} \right)^2 = 1,51 \quad (3)$$

Flöde i krets:

$$\begin{aligned} b\text{-2} \quad (k = 156) &\rightarrow q = 156 \cdot \sqrt{1,51} = 192 \\ a\text{-3} &\rightarrow q = 379 - 192 = 188 \end{aligned}$$

På samma sätt som för stam I bestäms delflöden i övriga stammar då vi vet tryckfallet i förgreningspunkterna.

### o Injustering med enbart stamreglerventiler

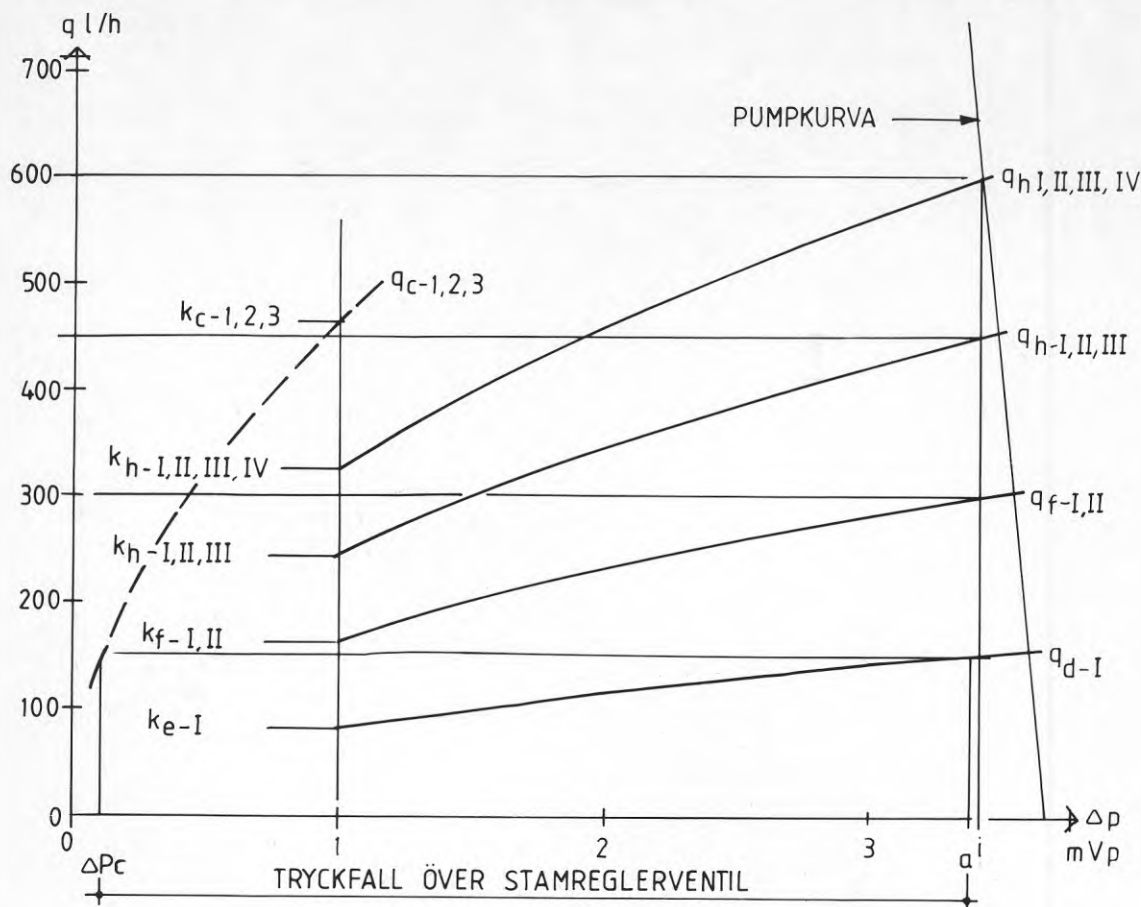
I icke injusterat tillstånd är genomsnittligt flöde  $2420/24 = 100$  l/h per radiator. Vi vill minska detta till 25 l/h och totalflödet till ca  $24 \times 25 = 600$  l/h. Av pumpkurvan framgår att 600 l/h motsvarar ett tryck av ca 3,4 m Vp.

Eftersom flödena efter injustering blir 1/4 av de tidigare blir tryckförlusterna endast omkring 1/16-del. Tidigare var tryckförlusten från h till d ca 0,5 m VP, dvs  $0,5/2,4 = 0,2$  eller 20% av totala trycket i h. Detta innebär att tryckförlusten efter injustering blir ringa (1/16 av 20 % ger 1,3 %). Det mesta av totaltrycket kommer att finnas kvar vid d (som är den längst ut belägna stammen).

Vi kan då anta att tryckfallet vid d blir ca 3,4 m Vp. Med sex radiatorer och 25 l/h per radiator blir flödet 150 l/h. Det behövs ett k-värde  $k_{d-I} = 150/\sqrt{3,4} = 82$  för stam I. Från tidigare beräkning (Snitt d 'Bestämning av k-värden') har vi  $k_{d-1,2,3}$  exkl stamreglerventil = 449. Med  $k = 1800$  för öppen stamventil erhölls  $k_{d-I} = 435$  enligt beräkningssteg 6). Vi söker alltså inställningsvärde  $k_{sv}$  för stamreglerventilen och får motsvarande uttryck

$$\frac{1}{\sqrt{\frac{1}{449^2} + \frac{1}{k_{sv}^2}}} = 82, \text{ vilket ger } k_{sv} = 83. \text{ För att tillgodose detta ventilbyte innan injustering kan ske}$$

Om detta värde insätts i beräkningssteg 6) och efterföljande beräkningssteg justeras, vilket inte återges här, blir systembilden den som visas i FIGUR 26.



FIGUR 26 Systemkaraktäristik vid injustering med stamreglerventiler till 25 l/h och radiator.

Tryckfallen i huvudledningarna är mycket små vilket gör att tryckfall mellan fram- och returlledning i förgreningspunkterna är praktiskt taget lika stora  $\Delta p = 3,4$  m. (Skillnaden mellan snitt i och snitt d är bara några mm Vp.) Den streckade kurvan är flödeskurvan i stam I för delen ovan snitt c, dvs ovan stamreglerventilen. Det totala tryckfallet i snitt d är  $\Delta p = 3,4$  m som till allra största delen tas upp av stamreglerventilen. Kvar blir ett mycket litet tryckfall  $\Delta p = 0,1$  m för kretsen ovan stamreglerventilen.

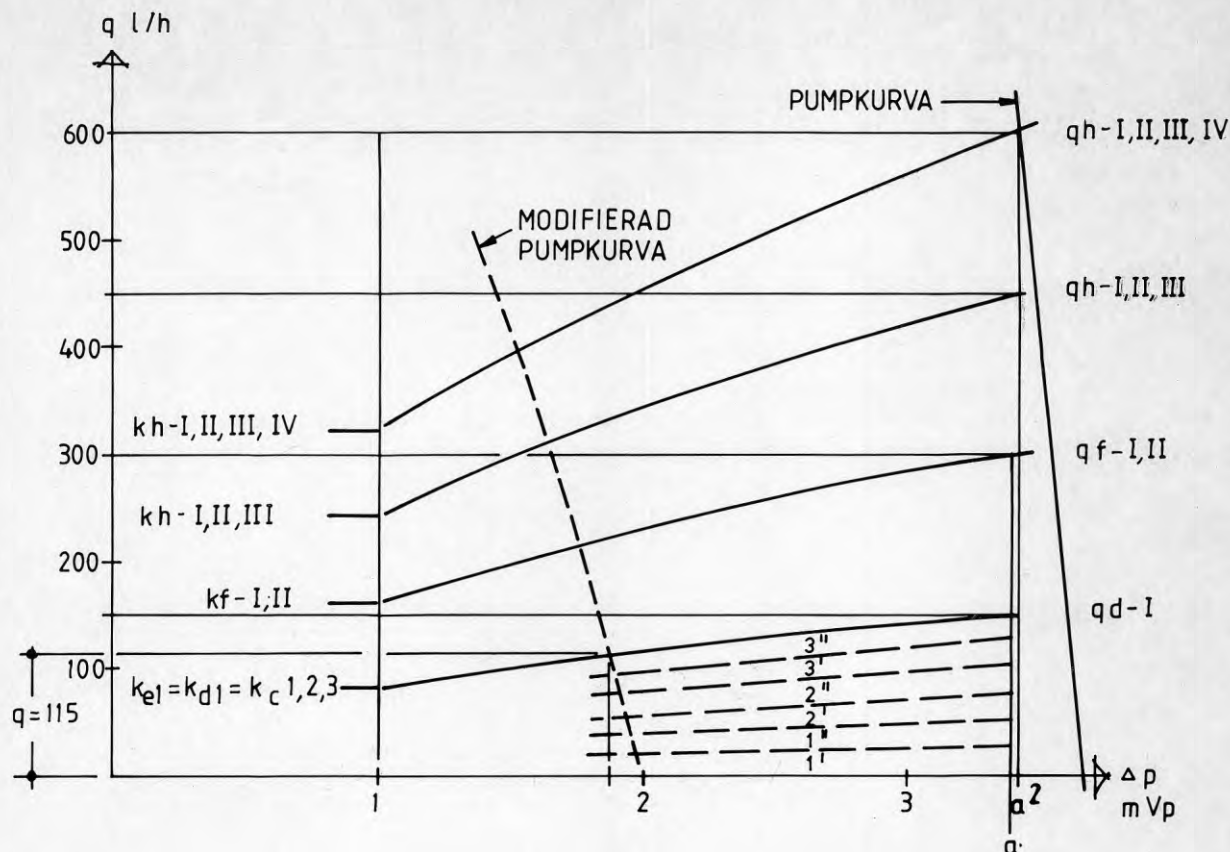
### o Injustering med enbart radiatorventiler

Eftersom stamreglerventilerna i detta fall lämnas helt öppna kommer praktiskt taget hela pumptrycket att tas upp av radiatorventiler som skall ges lämplig förinställning för flöde 25 l/h vid  $\Delta p = 3,4$  m Vp. I detta fall skall det första beräkningssteget av radiatorkretsen a-3' ('Bestämning av k-värdet') ändras på samma sätt som gjordes för stamreglerventilen. Vi får erforderligt k-värde för radiatorventil  $k = 13,6$  som ger

$$k_{a-3'} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{420^2} + \frac{1}{13,6^2}}} = 13,6, \text{ dvs förinställningen dominerar kretsen. Också i detta fall krävs byte av ventil innan injustering kan göras.}$$



Efter justering av beräkningar med hänsyn till detta värde fås systembilden i FIGUR 27.



FIGUR 27 Systemkaraktäristik vid injustering med förinställning av radiatorer.

Tryckförlusterna från pump till radiatorer blir mycket små. Från snitt i vid pumpen till längst bort belägna förgreningspunkt a i stam I är tryckförlusten endast 40 mm. Den understa heldragna kurvan är flödeskurvan för stam d-I. De streckade kurvorna markerar de sex parallellkopplade radiatorerna i stammen.

### o Justering av pumptryck

Pumpen har väl högt "dämningstryck" 3,4 m för att termostatventiler skall orka arbeta. Vi vill minska detta tryck till 2 m med en återgångsledning på det sätt som beskrevs i kapitel 5, FIGUR 18.

Av FIGUR 25 framgår att flödet är 2750  $l/h$  vid  $\Delta p = 2$  m. Återgångsledningen skall ha en karaktäristik så att  $k \cdot \sqrt{2,0} = 2750$ , vilket ger  $k = 1950$ . Vi får med den hantering som redovisades i kapitel 5 den streckade modifierade pumpkurvan i FIGUR 25 som överförs till FIGUR 27, som kompletteras av följande "figurtext":

Modifiering av pumpkurvan med återgångsledning ger flöde  $q = 100 \text{ l/h}$ , dvs  $115/6 = 16 \text{ l/h}$  och radiator vid tryckfall  $\Delta p = 1,5 \text{ m Vp}$ .

o Termiska krafter

I kapitel 5 angavs ett uttryck (längst ner under FIGUR 16) för termiskt krafttillskott. Höjden  $h$  är i detta fall ca  $9 \text{ m}$  (tre våningar). Vi antar att radiatorerna och framledningstemperaturen är desamma som i exemplet i kapitel 3 där FIGUR 6a avser flöde  $20 \text{ l/h}$ , dvs nära  $19 \text{ l/h}$  ovan. Vi sätter in  $T_f = 62^\circ$  och  $T_r = 47^\circ\text{C}$  och får

$$\Delta p_{\text{term}} = 18,3 \cdot 10^{-6} [(62-5)^{1,7} - (47-5)^{1,7}] \times 9 = 0,06 \text{ m Vp}$$

Denna kraft är inte av den storleksordning att den nämnvärt stör cirkulationen vid tryckskillnad  $p = 1,5 \text{ m}$  i stammar. Däremot blir den störande i det tidigare fallet då injustering gjordes med stamreglerventilerna och då tryckfallet i stammar var endast  $\Delta p = 0,1 \text{ m}$ .

## 9. RÖRDIMENSIONENS ROLL

Första steget vid dimensionering av ett värmesystem är en bestämning maxeffektbehovet för radiatorerna. Radiatorareor och radiatorflöden kan bestämmas då vissa andra förutsättningar fastställts. Till dessa förutsättningar hör

- o maximalt tillåten framledningstemperatur
- o möjlighet att styra energiavgivningen med flödesbegränsning
- o önskad returtemperatur

Den delen av dimensioneringen styrs av yttre faktorer som husets egenskaper och val av värmekälla.

Rörsystemet skall dimensioneras för att distribuera energin vid valda temperaturer och flöden. Om man ser till den tekniska funktionen har varje rördel en optimal dimension. Dimensioneringen blir en kompromiss mellan små ledningar med stora tryckfall och stora ledningar med stora temperaturfall.

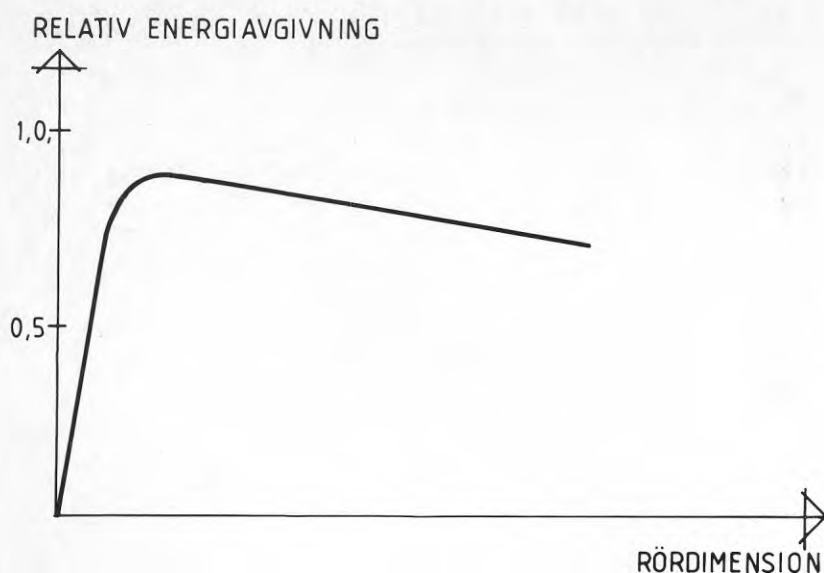
Det kommer även till en ekonomisk faktor vid dimensioneringen som innefattar anläggningskostnader och driftkostnader. Man måste då komma ihåg att dåligt injusterade system drar höga driftkostnader och system som på pappret är känsliga att injustera säkert också är dåligt injusterade.

I appendix till kap. 9 redovisas hur man kan beräkna olika rördimensioners inverkan på radiatorernas energiavgivning.

Det är en handberäkningsmetod och det har den fördelen framför dataprogram att de ger en känsla för olika faktorerers inverkan på resultatet.

Vid valet av rördimension är det en fördel att veta hur kritiskt valet av rördimension är.

FIGUR 28 visar en principiell bild av energiavgivningen från en radiator då rördimensionen varierar.



Vid små rördimensioner begränsas energiavgivningen som en följd av att flödet reduceras. I detta område där tryckfallet över röret påverkar flödet genom radiatoren är energiavgivningen känslig för en dimensionsändring.

För de större dimensionerna där energiavgivningen påverkas av temperaturfallet i röret är kurvan flackare.

Kurvans utseende är dock beroende av hur rörlängd, radiatorer, och flöde kombinerats. Den påverkas dock i liten utsträckning av framledningstemperaturen.



## 10. SYSTEMSYN OCH MÄTTEKNIK

Redogörelsen har hittills gått ut på att med utgångspunkt från värmetekniska och hydrauliska grundelement beräkna och ge helhetsbilder av systemets värmetekniska och hydrauliska funktioner och skapa underlag för intresserade läsare att skapa sig en systemsyn. Har man tillägnat sig detta underlättas det praktiska fältarbetet väsentligt.

Den "teoretiska" bilden av t ex den hydrauliska funktionen hos system i kapitel 8 bygger på "katalogprestanda" för ingående komponenter. Vid praktisk tillämpning stöter man på avvikelser som gör att man måste göra mätningar för att "anpassa kartan till verkligheten".

Fördelen med systemsynen är att man, innan man går ut och mäter, vet ungefär vilket resultat man kan förvänta sig. Det kan då hända att något resultat avviker flagrant från vad man väntat sig. Systemsynen hjälper en då att konstatera och lokalisera en störning som man inte tidigare kände till.

### Strategi vid mätningar

En god överblick ger möjlighet till strategi när det gäller mätningars utförande. I kapitel 8, FIGUR 27, illustreras effekten av en återgångsledning vid pumpen. Anta nu att vi utformar denna återgångskrets med en reglerventil så att vi kan mäta tryckfall över pumpen och flöde genom återgångskretsen. Antag vidare att stamreglerventilerna också medger både flödes- och tryckmätning. Genom att variera genomströmningen i återgångskretsen och mäta tryck och flöden kan vi klarlägga om bilden i FIGUR 27 är tillräckligt noggrann eller måste korrigeras.

### Mätmetoder och mätprinciper

Tidigare har vi haft tillfälle att tillämpa en systemanalys av byggnad/ventilation i fält. Ganska snart gav tillämpningen impulser till nya mätprinciper och utveckling av mätmetoder för att klarlägga systemfunktionen. Systemsynen i det fallet liknar i mycket den hydrauliska aspekten av värmesystemet.

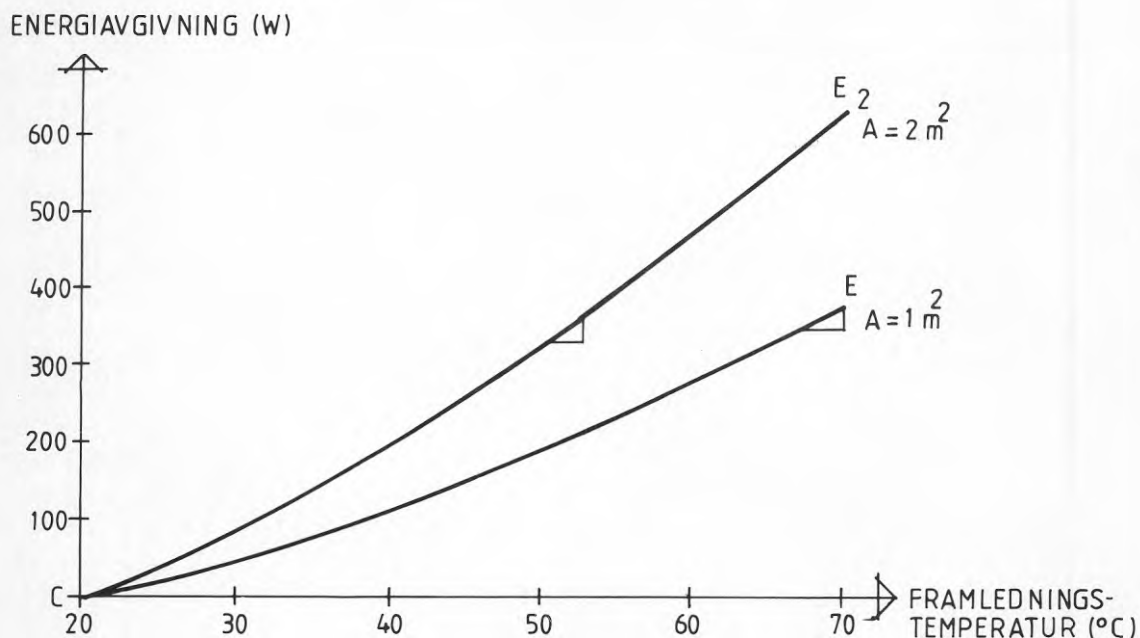
Med största sannolikhet kommer en bättre helhetssyn på värmesystemet bland dem som arbetar med injustering att initiera nya och förbättrade mätmetoder.

## 11. VÄRMEREGLERING

Denna skrift berör egentligen inte hur framledningstemperaturen styrs, men vi skall i detta kapitel peka på hur olika val av radiatorstorlekar, ventilmotstånd och flöden påverkar möjligheten att reglera energiavgivningen med framledningstemperaturen.

FIGUR 1 i kapitel 2 visar hur radiatorns energiavgivning påverkas av flöde och framledningstemperatur. Det vi skall titta närmare på är spår som är parallella med D-E och temperaturaxeln.

FIGUR 29 visar ett snitt genom spåret D-E.



FIGUR 29

Om radiatoren förändras till det dubbla, får vi kurvan C-E<sub>2</sub>. Vid ett oförändrat effektbehov sänks framledningstemperaturen till ett lägre värde; ca 53°C.

Det finns alltid en osäkerhet i styrningen av framledningstemperaturen. Om den osäkerheten är  $\pm 2^\circ\text{C}$  varierar avgiven effekt med 10% vid 70°C framledningstemperatur.

Motsvarande effektvariation vid 53°C framledningstemperatur är 15%.

För en kurva vid 40 l/h blir motsvarande siffror för effektvariationer 10% och 16%. En lägre framledningstemperatur kräver alltså en bättre styrning av framledningstemperaturen.

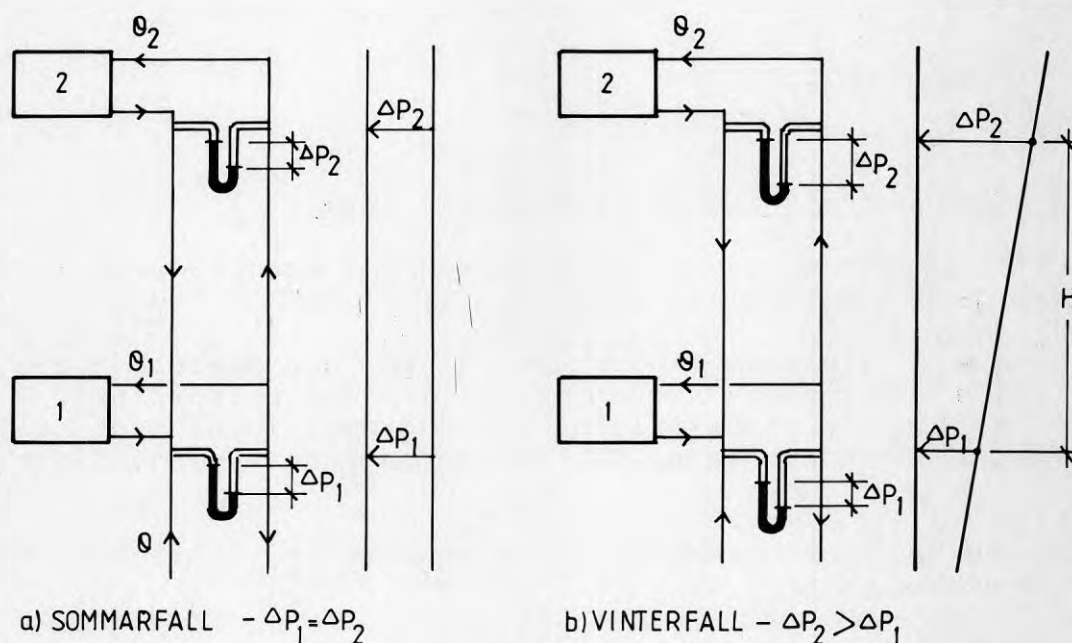
Radiatorarean har endast betydelse om en större radiatorarea medför en lägre framledningstemperatur.

## 12 SJÄLVCIRKULATION

Självcirkulationskrafter dvs termiska drivkrafter uppträder på olika håll i ett system. I tidigare kapitel 5 illustrerades att termiska drivkrafter normalt ger ett tillskott till drivkraften från pumpen.

Längre ut i systemet kan dessa krafter göra sig påmind på olika sätt. Som illustration väljs att i FIGUR 30 illustrera effekt av termiska krafttillskott i en stam med endast två radiatorer.

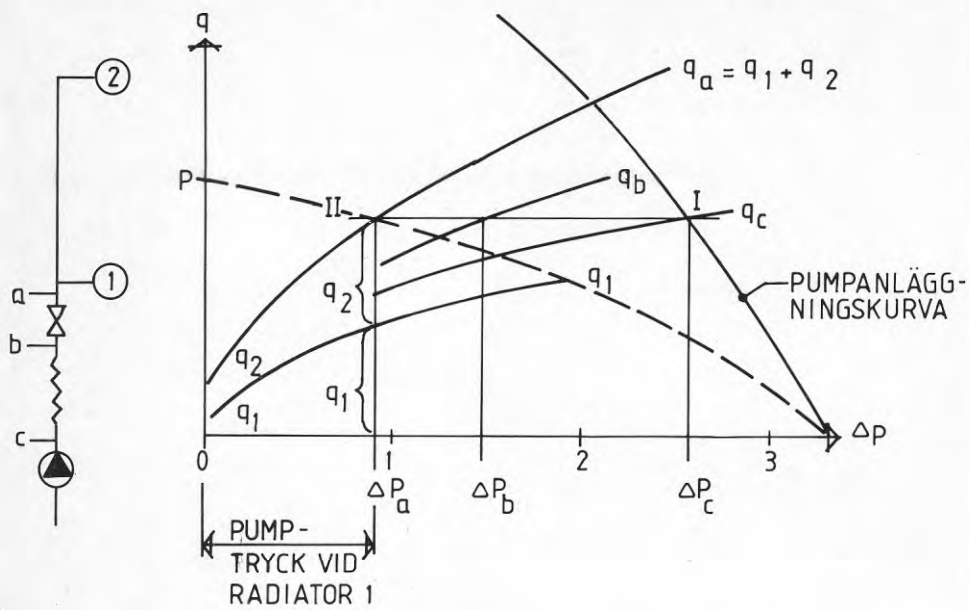
FIGUR a visar sommarfall med samma temperatur i fram- och returledning. Tänkta tryckmätningar ger samma tryckskillnad på olika nivåer vilket avspeglas i tryckbilden t.h. Här försummas strömningsförlusterna. FIGUR b visar ett vinterfall där tryckskillnaden upp till är större än ned till. Skillnaden  $\Delta P_2 - \Delta P_1$ , fås av uttrycket  $\Delta P_{term}$  längst ned på sid 26.



FIGUR 30 Tryckbild i sommarfall och vinterfall  
Termiken ger lutningen hos tryckprofilen dvs skillnaden mellan tryckfall på olika nivå.

I det följande skall göras en grafisk illustration av effekten av självcirkulation. För den skall redovisas först en alternativ utformning av beräkning av flöden och tryckfall för det enkla systemet i FIGUR 19.

FIGUR 31 visar detta. Om man, på det sätt som visats i FIGUR 17 subtraherar strypning av stamreglerventil och panna från pumpanläggningskurvan fås en ny pumpanläggningskurva P i form av den streckade linjen, som representerar det kraftsystem som angriper i snitt a, strax ovan stamventil. Resultatet av bestämning av  $p_a$  och  $q_1$ ,  $q_2$  blir identiskt det samma som förut.



### Grafisk beskrivning av inverkan av termik

Vi tillämpar nu denna alternativa form men placerar kurvor  $q_1$ ,  $q_2$  och  $P$  i skilda diagram, Jfr FIGURER 32 och 33

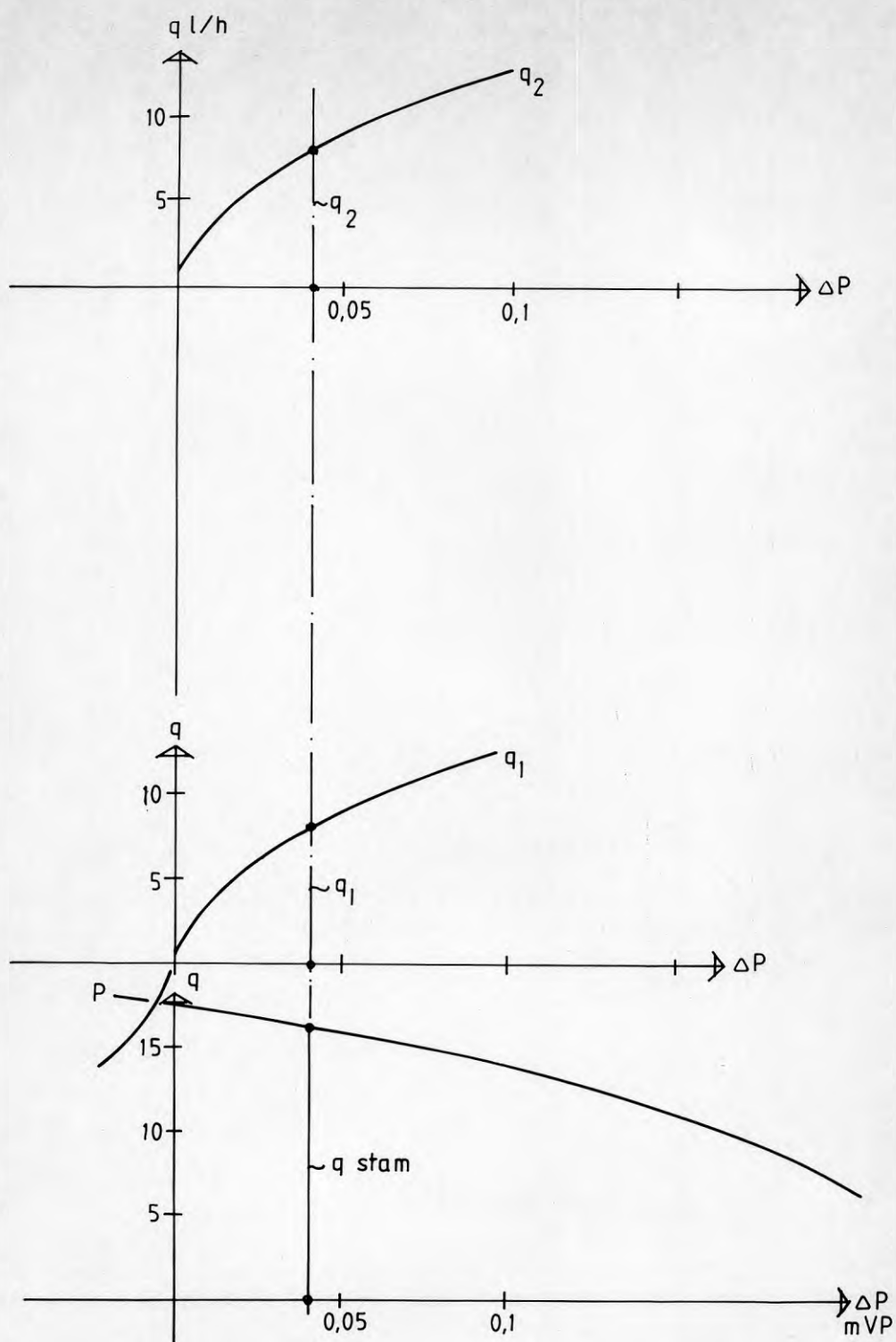
- o Överst placeras flödeskurva  $q_2$  för den översta radiatoren 2 och under denna kurva  $q_1$  för den undre radiatoren. Höjden mellan horisontalaxlarna väljs proportionell mot höjden mellan radiatorerna som kan antas vara våningshöjd eller 3 m.
- o Pumpanläggningskurvan ritas nederst med horisontalaxel på skalenlig nivå.

FIGUR 32 illustrerar beräkning utan inverkan av termik alltså samma sak som diskuterades nyss i anknytning till FIGUR 31.

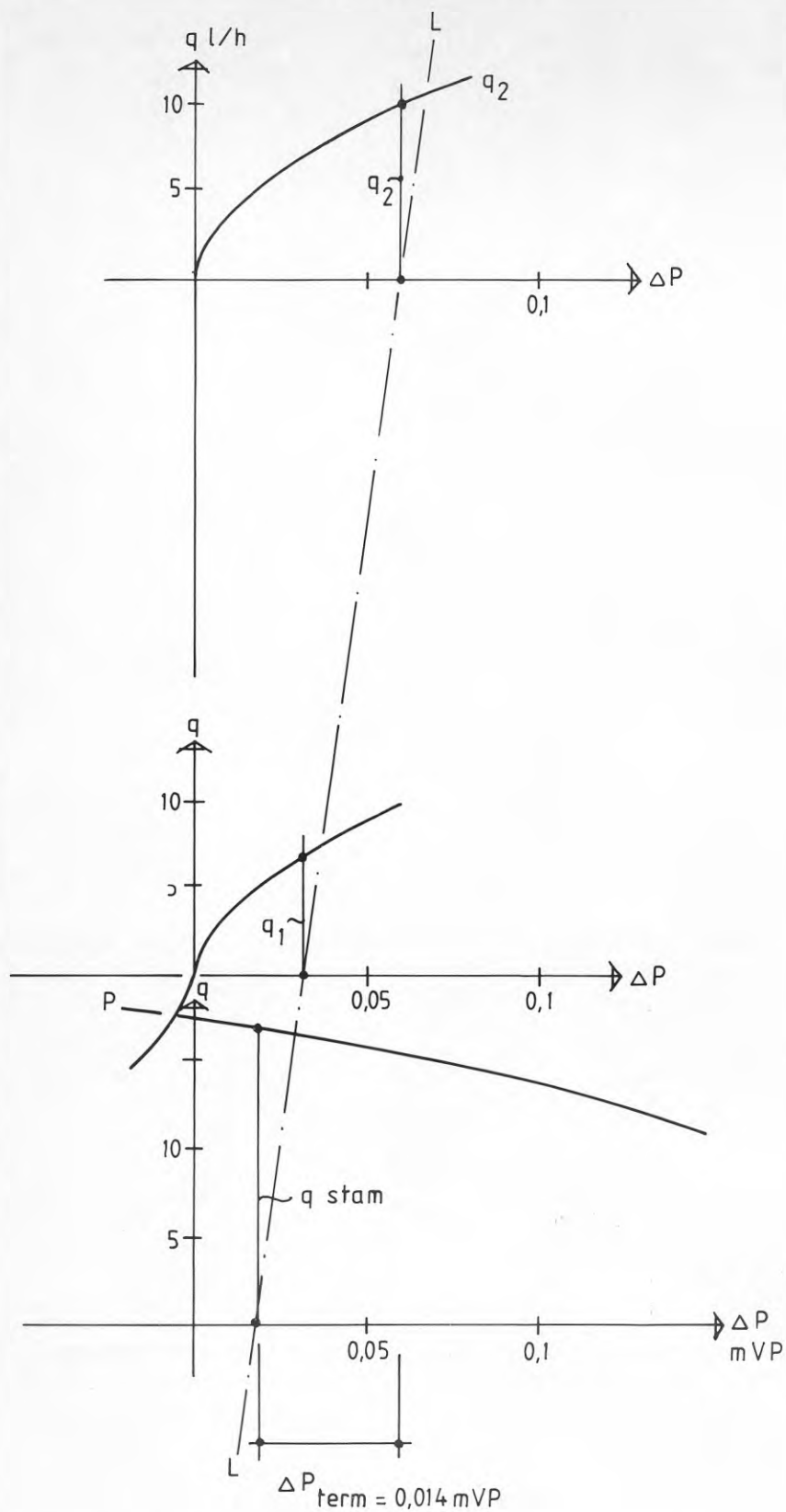
I FIGUR 33 framkommer anledningen till kravet på skalenlighet i höjddled. Lutningen på konstruktionslinjen har bestämts med utgångspunkt från framledningstemperatur  $60^\circ$  och returtemperatur  $40^\circ$  och höjdskillnaden 4,5 m från stamventil till övre radiator. Placeringen av linjen i sidled bestäms som tidigare av att flödet upp i stammen är summan av radiatorflöden  $q_1$  och  $q_2$ . Det finns således endast ett läge för linjen L som ger flödesbalans.

Man inser att förändringar av förutsättningar kan medföra att linjen L skär horisontalaxeln för radiator 1 till vänster om axelkorset dvs man får strömning bakvägen i radiatoren.





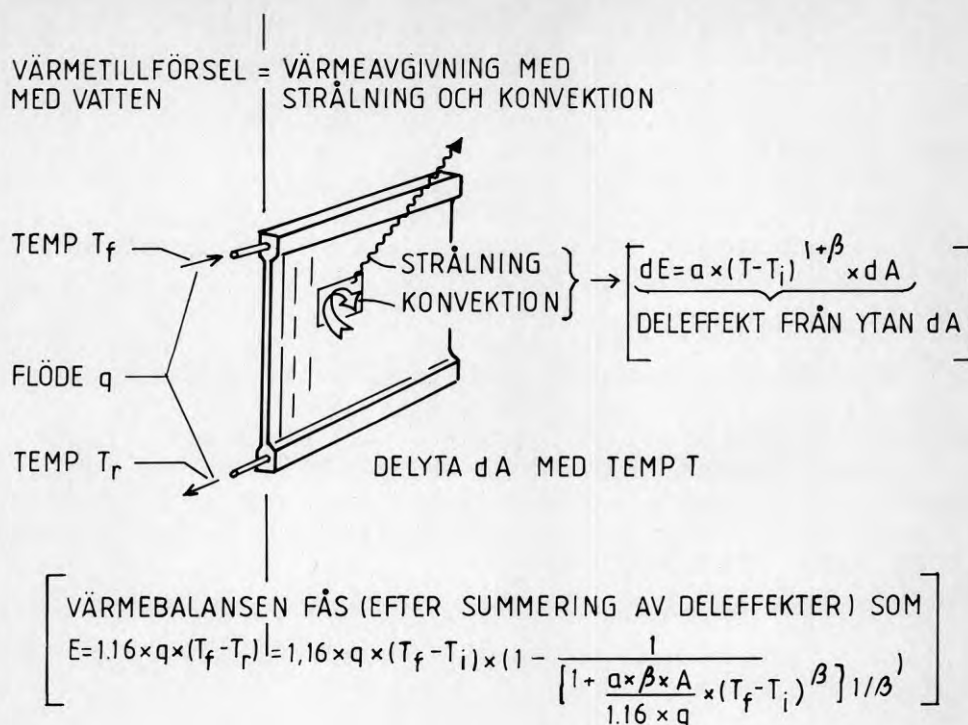
FIGUR 32 Bestämning av flöden och tryckfall utan hänsyn till termik.



FIGUR 33 Bestämning av flöden och tryckprofil med hänsyn tagen till termik.

## A3. VÄRMEBALANS FÖR EN RADIATOR

FIGUR 1 i det föregående bygger på att de tillförda och de avgivna effekterna alltid är lika stora - vi förutsätter alltså stadigvarande tillstånd. Den värmebalans som då råder illustreras i nedanstående FIGUR A3.1.



FIGUR A3.1 Radiatorns värmebalans

Värmetillförseln (till vänster i figuren) motsvarar det minskade värmeinnehållet hos vattenflödet  $q$  då det svalnar från framledningstemperatur  $T_f$  till returledningstemperatur  $T_r$ .

Värmeavgivning (till höger) illustreras med strålning från en delyta till rummets väggar och med konvektiv värmeöverföring till rumsluft. Båda formerna är i grunden mycket komplicerade. Detta problem "kommer man till stor del runt" genom att standardprova (kalibrera) radiatorer. Avgivningen av både strålning och konvektion för en delyta  $dA$  med temperaturen  $T$  kan då uttryckas som  $dE = a (T - T_i)^{1+\beta} dA$  där  $T_i$  = rumstemperaturen. Summering av deeffekterna ger det högra ledet i balansekvationen underst i figuren.

Konstanten  $\beta$  kan sättas:  $\beta = 0,3$ .

Konstanten  $a$  beräknas genom insättning av värden från provning av aktuell radiator, dvs kända värden för effekt  $E$  (i Watt), flöde  $q$  (il/h), framlednings- och rumstemperaturer ( $T_f$  och  $T_i$ ) och radiatoryta  $A$  (i  $m^2$ ).

Uttrycket för värmebalansen ger möjlighet att överblicka radiatorerna effektavgivning vid varierande driftstillstånd - som i FIGUR 1 i huvudtexten.

### Uttrycket för värmebalans i relation till konventionellt uttryck

I det teoretiska arbetet bakom det förra orienterande avsnittet kapitel 2 avsåg vi att bygga upp bilden i FIG R 1 med det konventionella uttryck för värmeavgivning som ofta förekommer i litteraturen på området. Det visade sig att detta inte medger beräkning av värmeeffekt vid låga vattenflöden. Matematiken "spårar ur" beroende på att kopplingen till den fysik (eller snarare de empiriska samband) man vill avspegla inte är korrekt.

I anslutning till FIGUR 1 angavs att den markerade zonen B utgör en ungefärlig gräns för när man effektive kan styra effektavgivning med flöde. Det visade sig nu att den också är en ungefärlig gräns för vad som kan beräknas med det konventionella sambandet. Detta utesluter inte användbarheten av att det konventionella uttrycket när det gäller höga flöden.

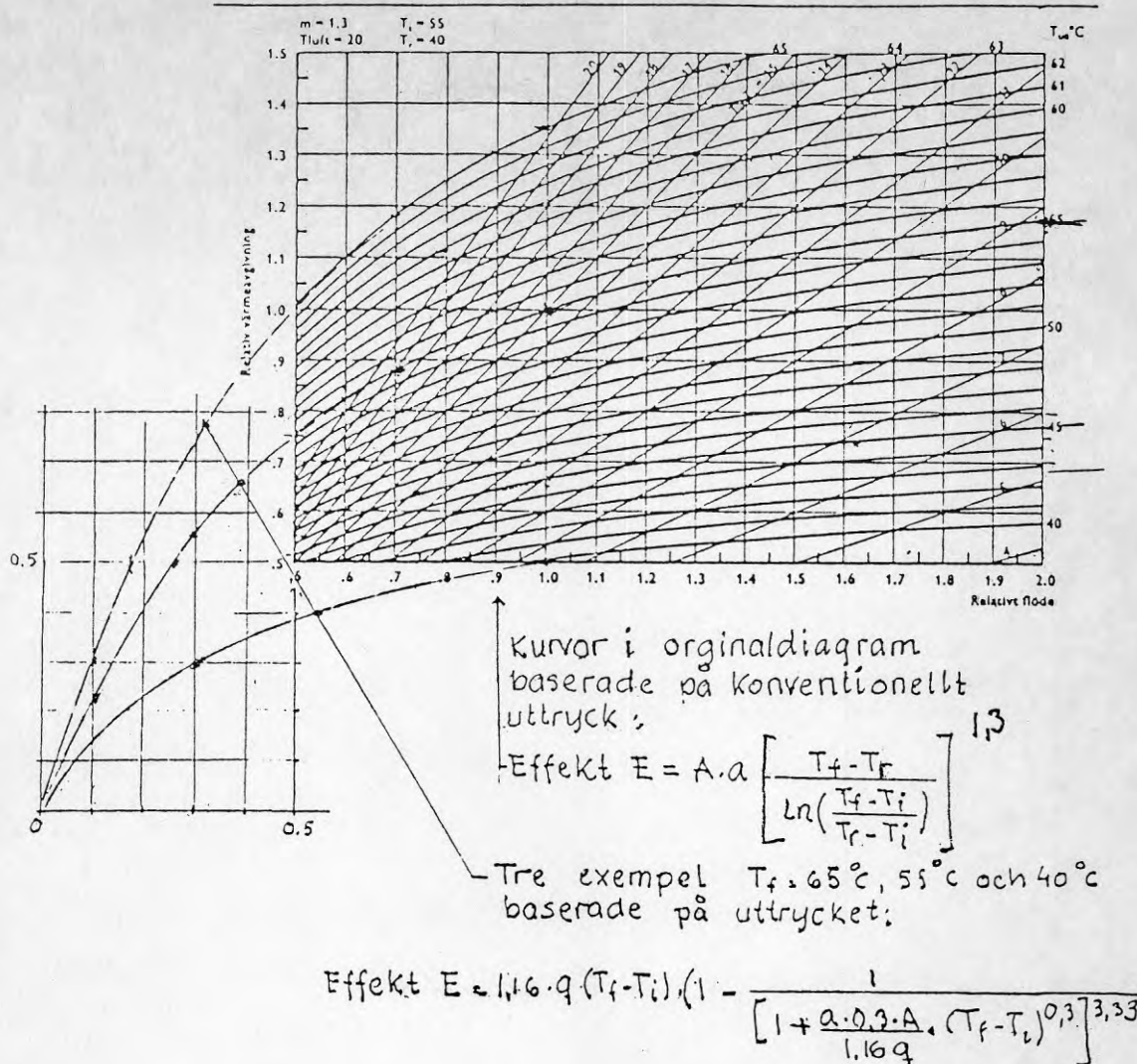
Båda gäller och ger samma resultat för höga flöden. Det vi presenterat gäller dessutom ända ned till flöde  $q = 0$ .

Som exempel redovisas i följande FIGUR A3.2 ett diagram som återgivits ur Lennart Örberg (1986). Skriften är av handbokskaraktär och ger en översikt av begrepp och funktion hos olika komponenter som ingår i systemen och är ett värdefullt tillskott till litteraturen.



## Diagram

Värmeavgivning från radiatorer.



FIGUR A3.2 Figur ur L.Örberg (1986) kompletterad ned till vänster

Figuren avser en radiator av bestämd typ. Författaren har med presentationen av detta och en svit andra diagram redovisat underlag för att beräkna värmeeffekt vid varierande flöde. I driftpunkten har radiatoren flödet 1 och effektavgivning 1. Framledningstemperaturen är då  $55^\circ\text{C}$ . Ur diagrammet kan avläsas hur förändring av flöde eller framledningstemperatur påverkar värmeavgivning och temperaturfall över radiatoren. En fördubbling av flödet (från 1 till 2) ökar t ex effekten från 1 till 1,15, dvs med 15 %. Samtidigt minskar skillnaden mellan fram- och returledningstemperatur från 15 till  $8,7^\circ\text{C}$ .

När man bekantat sig med diagrammen ger de en utmärkt överblick över hur resultatet beror av förändringar i flöde och framledningstemperatur.

De ger emellertid inte den fullständiga överblick som vi anser vara viktig.

Kurvorna är upprättade enligt det konventionella uttrycket som återgivits i figuren. Uttryckets begränsning vid låga flöden har här hindrat författaren att gå lägre än till halva flödet. Vi har för att illustrera kopplingen till vårt uttryck byggt på diagrammet åt vänster för framledningstemperaturerna 65, 55 och 40°C.

De på så sätt fullständiggade kurvorna representerar vertikalsnitt parallellt med flödesriktningen i den topografiska bilden i FIGUR 1 - bara det att flödet anges i motsatt riktning, så att kurvorna måste vändas.

## A4. STRÖMNINGSTEKNISK BAKGRUND

Samband mellan friktionsmotstånd och flöde vid strömning i rör uttrycks:

$$\Delta P_f = \lambda \cdot \frac{L}{d_h} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \quad (1)$$

där

$\lambda$  = dimensionslöst friktionstal

$L$  = ledningens längd (m)

$d_h$  = hydraulisk diameter (m)

$\rho$  = densitet (kg/m<sup>3</sup>)

$v$  = medelhastighet (m/s)

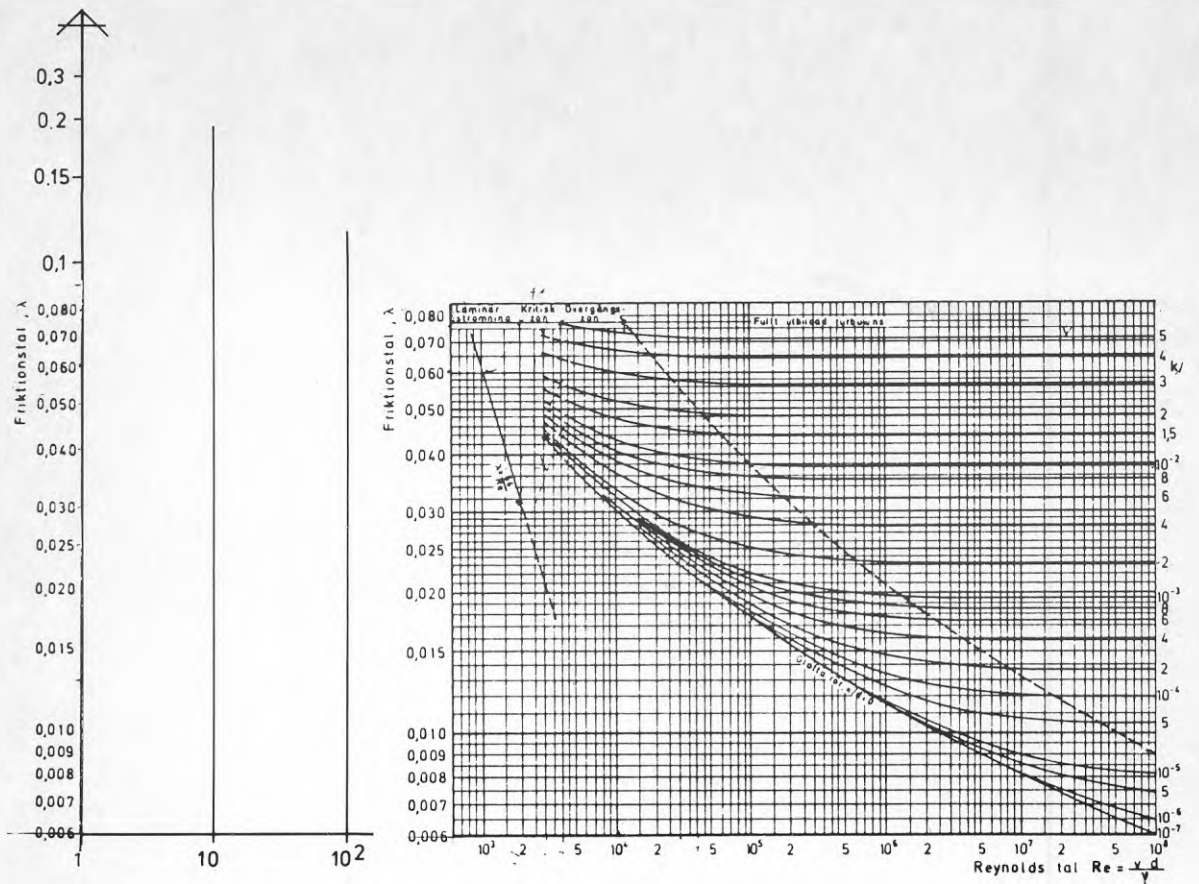
$\Delta P_f$  = friktionstryckfall [Pa]

$\nu$  = 0,5 - 10<sup>-6</sup> m<sup>2</sup>/s .....  
(värdet gäller temp 70°C)

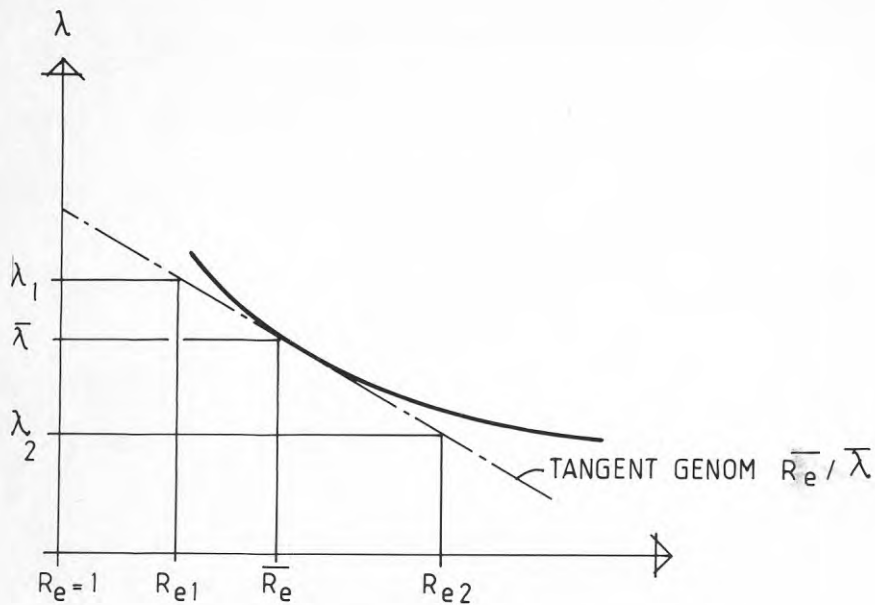
För bestämning av friktionstalet  $\lambda$  tar vi hjälp av FIGUR A4.1a. Diagrammet är dubbellogaritmiskt och anger  $\lambda$  som funktion av  $Re$  (Reynolds tal) för varierande råhetsgrad hos rörledning. I övergångsområdet mellan laminär och turbulent strömning, dvs i området där kurvorna är krökta kan funktionen  $\lambda = f(Re)$  inom ett visst intervall och för en given råhetsgrad (kurva) representeras av tangenten i en punkt inom intervallet som betecknas  $Re/\lambda$  (figur A4.1b). Tangentens lutning är negativ. Vi väljer dock att ange lutningen med ett positivt tal  $\mathcal{R}$  och får sambandet.

$$\frac{d \log \lambda}{d \log Re} = -\mathcal{R} \quad (2)$$

där  $0 < \mathcal{R} < 1$  (noll vid fullt turbulent och ett vid laminär strömning)



FIGUR A4.1 a) Samband friktionstal/Reynolds tal ( $\lambda/Re$ )



FIGUR A4.1 b) Tangent i  $\bar{Re}/\bar{\lambda}$  ger punkter för bestämning av närmefunktion  $\lambda = f(Re)$



Funktionen  $\lambda = f(R_e)$  uttrycks av sambandet

$$\log \lambda = \log \lambda_0 - k \cdot \log R_e \quad (3a)$$

som anger den linjära tangenten i log-log-diagrammet och som också kan uttryckas

$$\lambda = \frac{\lambda_0}{R_e^k} \quad (3b)$$

Värdet  $k$  bestäms med hjälp av uttrycket:

$$k = \frac{\log \lambda_1 - \log \lambda_2}{\log R_{e1} - \log R_{e2}} \quad (4)$$

varefter  $\lambda_0$  fås som

$$\lambda_0 = \bar{\lambda} \cdot \bar{R}_e^k \quad (5)$$

Med  $R_e = \frac{v \cdot d}{\nu}$  och  $\lambda_0$  enligt (5) insatt i (1) fås

$$\Delta p = \frac{1}{v^k} \cdot \left(\frac{v}{d}\right)^k \cdot \frac{L \cdot \rho \cdot g}{2 \cdot dn} \cdot v^2 = \lambda_0 \cdot \left(\frac{v}{d}\right)^k \cdot \frac{L \cdot \rho \cdot g}{2 \cdot dn} \cdot v^{2-k}$$

Genom att lösa  $v$  och multiplicera med arean  $A$  får vi ett uttryck för flödet  $Q$  m<sup>3</sup>/s.

$$Q = A \left[ \frac{2 \cdot dn}{\lambda_0 \cdot L \cdot \rho \cdot g} \cdot \left(\frac{d}{v}\right)^k \right]^{\frac{1}{2-k}} \cdot \frac{1}{\rho} \cdot \frac{1}{2-k} \quad (6)$$

Randvillkor  $\rightarrow$  till höger i diagram

$$k \rightarrow 0 \rightarrow Q = \sqrt{\frac{2 \cdot d \cdot h}{\lambda_0 \cdot L \cdot \rho \cdot g}} \cdot \sqrt{\Delta p} \cdot A \quad - \text{Turbulent strömning}$$

Randvillkor  $\rightarrow$  vänster i diagram

$$\begin{aligned} k &= 1 \\ \lambda_0 &= 64 \end{aligned} \rightarrow Q = A \cdot \frac{2 \cdot d \cdot h}{32 \cdot L \cdot \rho \cdot g \cdot v} \cdot \Delta p \quad - \text{Laminär strömning}$$

I uttrycket (6) kan vi sätta  $\beta = \frac{1}{2 - \lambda}$ ; där

$0,5 < \beta < 1$  eftersom  $0 < \lambda < 1$  och där  $\beta = 1$  anger laminär och  $\beta = 0,5$  anger turbulent strömning. I övergångsområdet antar värden som successivt närmar sig  $\beta = 0,5$  åt höger i diagrammet. Om vi förutsätter oförändrat värde för densiteten  $\rho$  kan

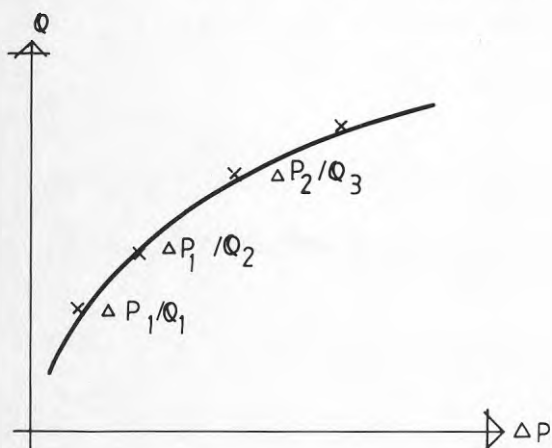
$$A \cdot \left[ \frac{2d}{\lambda_0 \cdot L \cdot \rho} \cdot \left( \frac{d}{v} \right)^\lambda \right]^{\frac{1}{2 - \lambda}}$$

ses som en konstant och (6) kan då uttryckas som en konstant och vi får

$$Q = \text{konst } p^\beta \quad (7)$$

#### Experimentiell bestämning av flödet inom ett intervall

Vid bestämning av flödeskaraktistik mäts ett antal värdepar för tryck och flöde inom ett intervall på tryckskalan. Man får ett antal punkter som i FIGUR A4.2.



FIGUR A4.2

Med schematiskt uttryck (7) fås ett antal samband

$$Q_1 = \text{konst } \Delta p_1^\beta$$

$$Q_2 = \text{konst } \Delta p_2^\beta$$

.

.

$$Q_n = \text{konst } \Delta p_n^\beta$$

Ur varje par av mätpunkter kan värden för exponent och konstant bestämmas. För de två första ovan fås genom division och logaritmering exponenten som

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left( \frac{\Delta P_1}{\Delta P_2} \right)^\beta \rightarrow \beta = \frac{\lg Q_1 - \lg Q_2}{\lg \Delta P_1 - \lg \Delta P_2} \quad (9a)$$

och konstanten som

$$\text{konst} = \frac{Q_1}{\Delta P_2^\beta} = \frac{Q_2}{\Delta P_2^\beta} \quad (9b)$$

Flödet vid godtyckligt tryckfall  $p$  kan nu skrivas

$$Q = \text{konst} \Delta p^\beta ; \text{ där konst} = \frac{Q_0}{\Delta P_0^\beta} \quad (19)$$

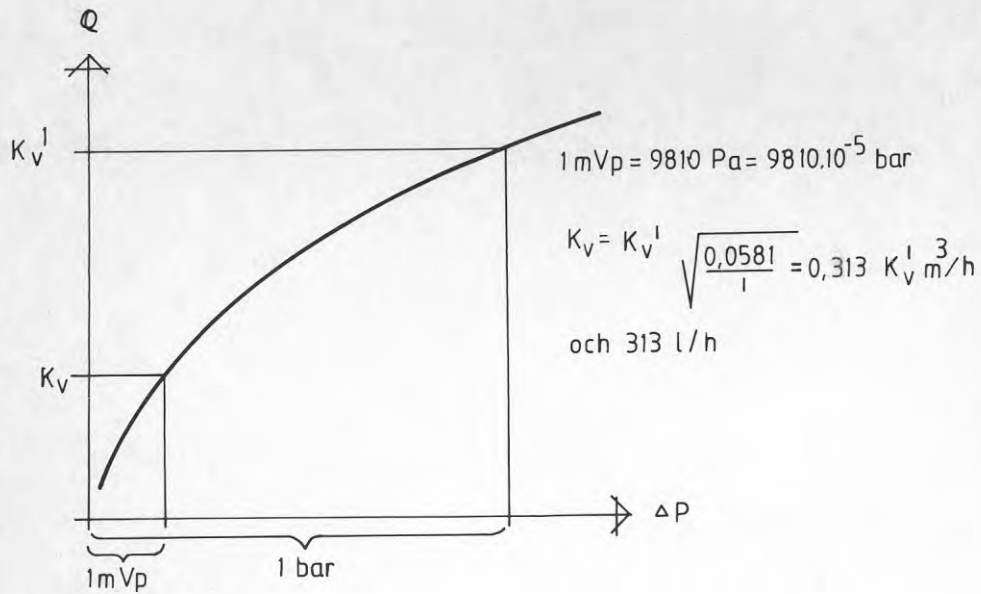
#### Anpassning till praxis-sorter

För att inte skapa onödiga svårigheter väljs att anpassa huvudredogörelsen till såväl praxis vid praktisk hantering av värmesystem men också praxis vid teoretisk redovisning i litteraturen.

För flöde och tryck frångås SI-systemet.

- . Flöde betecknas med  $q$  och uttrycks i liter/timme [l/h]
- . Tryck betecknas med  $p$  och uttrycks i meter vattenpelare [m Vp]
- . I enlighet med praxis vid teoretisk framställning sätts exponenten  $\beta = 0,5$ , vilket innebär antagande om fullt turbulent strömning. Antagandet innebär fel som emellertid oftast är försumbara.

Enligt praxis anges karaktäristik i form av flöde vid enhetstryck  $\Delta p$ . För ventiler uttrycks flödet i m<sup>3</sup>/h vid tryckfall  $\Delta p$  i bar och benämns kv-värde (kv\*).



### Stötmotstånd

Tryckfallet  $\Delta p$  uttrycks som produkten av ett dimensionslöst motståndstal  $\xi$ , som är karakteristiskt för en viss störning och dynamiska trycket:

$$\Delta P = \xi \cdot \frac{\rho V^2}{2}$$

som kan omformas till

$$q = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2}{\xi}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\rho}} \cdot \sqrt{\Delta P}$$

Med  $p$  i [Pa] och diam  $d$  i [m] fås flödet  $q$  i [m<sup>3</sup>/s].

Kapacitetsvärdet för störningen fås för  $\Delta p = 1000 \text{ mm}$  och efter omräkning till flöde i [l/h] som

$$K_\xi = 12,5 \cdot d^2 \cdot \frac{1}{\sqrt{\xi}}$$

där  $\xi$  = motståndstal som fås ur standardlitteratur

$d$  = diameter i millimeter

$K_\xi$  = k-värde i [l/h]



## A9. RÖRDIMENSIONENS ROLL

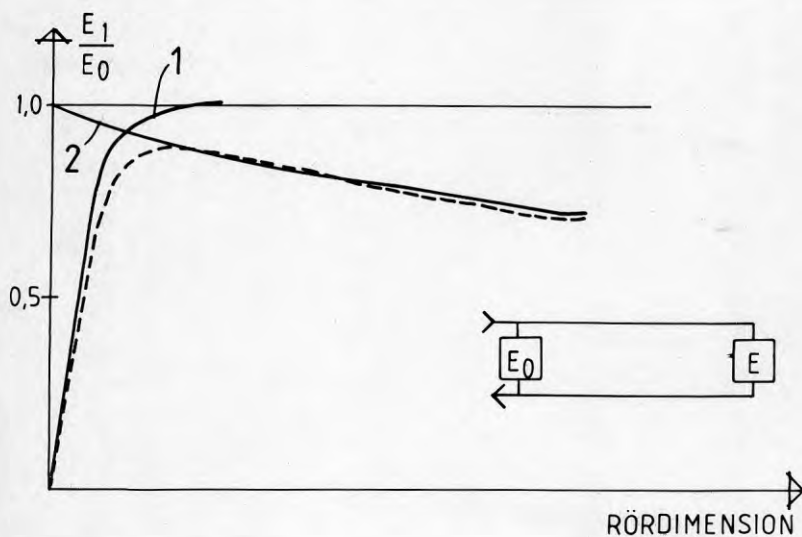
Värmeavgivningen från en given radiator beror av flöde och framledningstemperatur.

Såväl flöde som framledningstemperatur påverkas av framledningens dimension som inverkar på tryckfall och temperaturfall i ledningen. Returledningens dimension däremot påverkar endast radiatorns värmeavgivning via inverkan på flödet.

Rörledningarnas funktion innefattar (liksom radiatorns) en hydraulisk och en termisk aspekt.

Detta kan belysas genom att jämföra värmeavgivningen från två radiatorer. Den ena påverkas av tryck- och temperaturfall i framledningen. Den andra är opåverkad av dessa faktorer. Kvoten  $E/E_0$  kan uppfattas som en verkningsgrad, eller relativ värmeavgivning. Den principiella bilden av hur denna beror av framledningens dimension illustreras i FIGUR 9:1.

Relativ värmeavgivning  $E/E_0$



FIGUR 9:1

Relativ värmeavgivning som funktion av rördimension

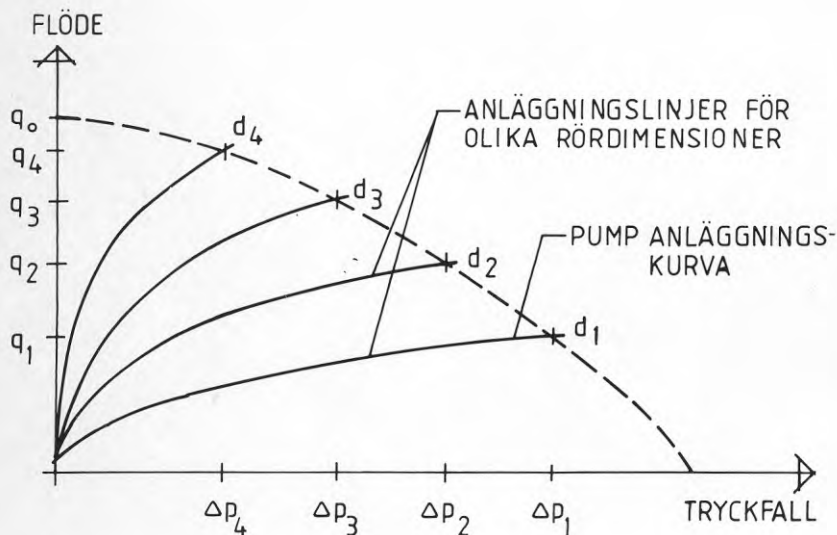
Kurva 1 visar hydraulisk inverkan på värmeavgivning, dvs inverkan av tryckfall i rörledning, och kurva 2 termisk inverkan dvs av temperaturfall i framledning. Multiplikation av de två "verkningsgraderna" ger den streckade kurvan som tidigare visats i FIGUR 28, kapitel 9.

I det följande beskrivs hur bilden tagits fram vilket även innebär angivande av metoder för att bestämma rörledningens hydrauliska och termiska inverkan på radiatorns värmeavgivning.

### Rörledningens hydrauliska inverkan på radiatoren

Tidigare har i kapitel 6 och 7 visats hur flödet genom en radiator kan bestämmas. Redogörelsen har där fokuserats på en radiator som är inkopplad i ett omgivande system och hur flödet påverkas av motståndet ( $k_v$ -värdet) hos radiatoren.

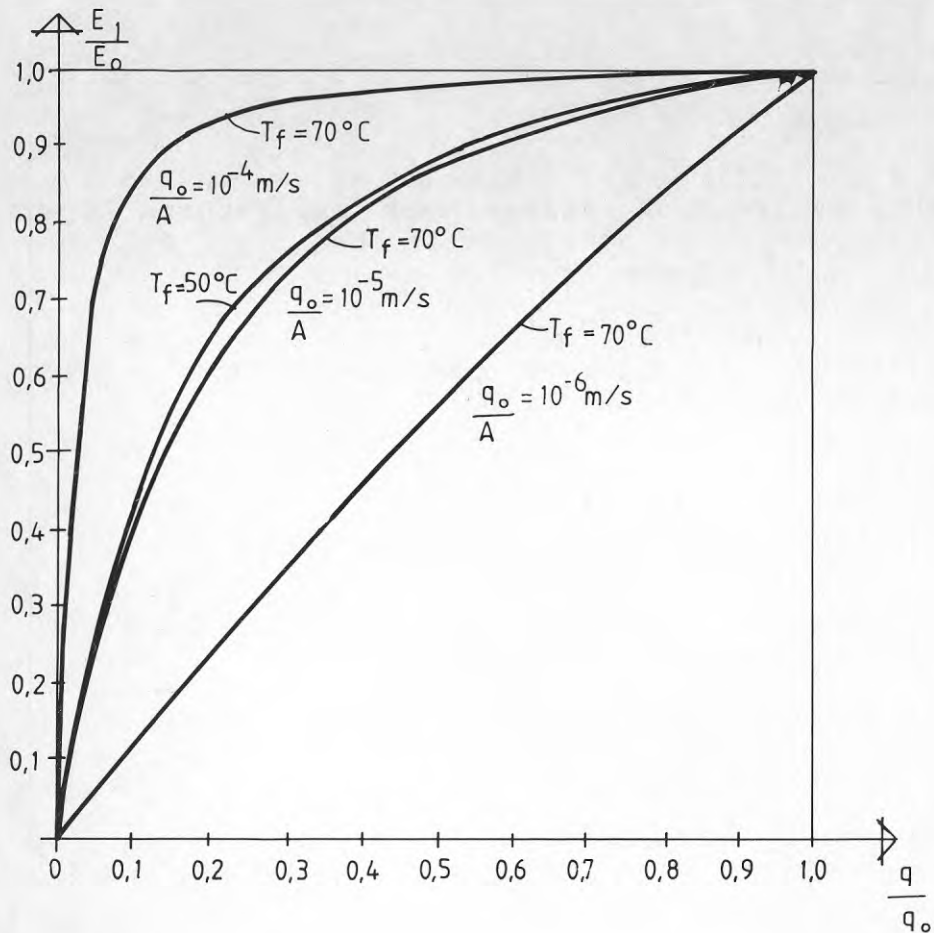
På samma sätt kan man placera en rörledning i fokus som i FIGUR 9:2.



FIGUR 9:2

Rördiametrar  $d_1, d_2 \dots d_y$  ger flöden  $q_1, q_2 \dots q_4$

Det är inte nödvändigt att rita in hela flödeskurvor. Det räcker med korta avsnitt där varje kurva skär "pumpanläggningskurvan". Hur "pumpanläggningskurvan" fås har redovisats i kapitel 5, 6 och 7 och hur flödeskurvor fås i kapitel 8 under rubriken friktionsmotstånd med hjälp av FIGUR 22. Ur FIGUR 9:2 fås flödet  $q_0$  för opåverkad radiator och olika värden för flöde  $q$  vid påverkan av varierande rördimension, vilket ger ett antal värden för kvoten  $q/q_0$ . Därefter fås den sökta relativa värmeavgivningen ur FIGUR 9:3, som anger tre nivåer för kvoten  $q_0/A$  vid framledningstemperaturen  $T_f = 70^\circ\text{C}$ . (Som framgår av den fjärde kurvan som avser  $T_f = 50^\circ\text{C}$  vid den mellersta nivån är inverkan av framledningstemperaturen ganska liten).



FIGUR 9:3

Relativ värmeavgivning som funktion av relativt flöde för tre nivåer av "ythastigheten"  $q_0/A$ .

I och med detta har redogjorts för bestämning av rörledningens hydrauliska inverkan på radiatorns värmeavgivning och för konstruktionen av kurva 1 i FIGUR 9:1.



### Framledningens termiska inverkan på radiatoren

Här gäller det att belysa inverkan av minskande temperatur i framledningen beroende på värmeavgivning från rörledningen.

I kapitel 3 beskrivs värmeavgivningen från en radiator matematiskt. Avgivningen varierar med temperaturskillnaden ( $T_f - T_i$ ) dvs temperaturskillnaden mellan framledning (invid radiatoren) och rumsluft.

Det är alltså denna parameter som är intressant. För att illustrera hur den påverkas av värmeavgivning från rör redovisas beräkningsresultat i FIGUR 9:4 för oisolerade och isolerade rör som funktion av parametern  $d \cdot L/q$  (diameter, rørlängd, flöde).

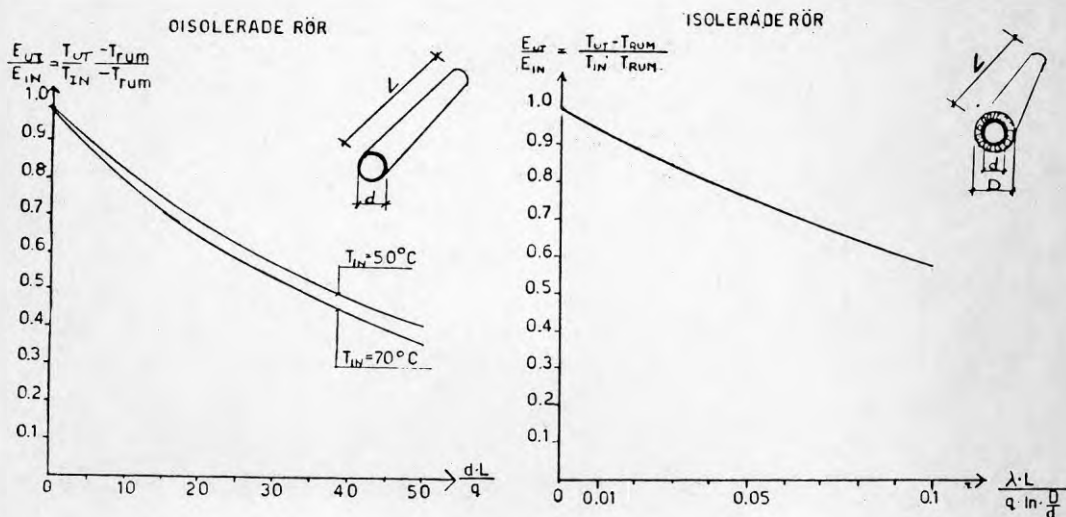
Kurvorna anger kvoten mellan temperaturskillnad vatten/rumsluft vid utlopp och inlopp av ett röravsnitt.

För att översätta resultatet till effektavgivning kan vi återvända till FIGUR 1, kapitel 2.

Kurvorna som visar temperaturens inverkan är något krökta beroende på att värmeledningstalet mellan radiator och luft ökar vid ökad temperaturskillnad. Krökningen varierar beroende på temperatur och flöden.

Beräkningarna förenklas och möjliggör handräkning om radiatorns temperaturberoende approximeras till en rät linje. För ett begränsat temperaturintervall kan detta ske utan nämnvärt fel.

Radiatorns energiavgivning antas alltså här vara proportionell mot skillnaden mellan framledningstemperatur till radiatoren och rumstemperaturen.



FIGUR 9:4

Relativ värmeavgivning vid isolerad och oisolerad rörledning

I och med detta har redogjorts för tillkomsten av kurva 2 i FIGUR 9:1 och för den streckade kurvan för produkten av de två "verkningsgraderna".

#### Kommentar

Den dimensionering vi talat om gäller framledningen till radiatoren. Returledningen påverkar ju endast radiatoren hydrauliskt.

Det skulle alltså för fördelningen av energi till radiatorerna vara positivt med en oändligt stor rördiameter på returledningen. Dimensionen begränsas därför av kostnad för rörmaterial och kostnad för energiavgivningen från rören.

Av praktiska skäl brukar man ge framledning och returledning samma dimensioner. Det är dock inte alltid motiverat av tekniska skäl och driftekonomiska skäl.

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 811191-0  
från Statens råd för byggnadsforskning till  
AB Stockholmshem, Stockholm.

R42: 1989

ISBN 91-540-5048-0

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6709042

Abonnemangsgrupp:  
W. Installationer

Distribution:  
Svensk Byggtjänst,  
171 88 Solna

Cirka pris: 50 kr exkl moms