



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.

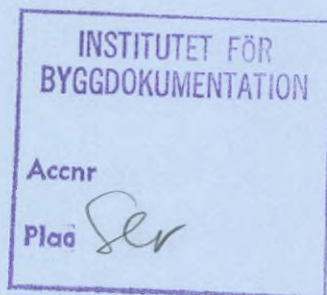


Rapport

R68:1987

Driftkaraktistikor för parallell- och 2-stegskopplade fjärrvärme-abonnentcentraler

Svend Frederiksen
Janusz Wollerstrand



Byggeforskningsrådet

R68:1987

DRIFTKARAKTERISTIKOR FÖR PARALLELL- OCH
2-STEGSKOPPLADE FJÄRRVÄRME-ABONNENTCENTRALER

Svend Frederiksen
Janusz Wollerstrand

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 831194-8 från Statens råd för byggnadsforskning till Institutionen för värme- och kraftteknik, Lunds tekniska högskola, Lund. Rapporten utgör dessutom delrapportering till Statens Energiverk och till Nordiska Ministerrådet.

REFERAT

Rapporten behandlar parallell- och 2-stegskopplade fjärrvärme-abonnentcentraler med indirekt anslutning av en radiatorkrets och med en tappvattenkrets utan varmvattencirkulation. Med hjälp av beräknade driftkarakteristikor analyseras skillnader i primär (fjärrvärme) returtemperatur och i primärflöde för de båda kopplingsprinciperna.

Följande praktiskt betydelsefulla resultat av undersökningen kan framhållas:

- Vid 2-steg ger en ökning av värmeöverföringsytorna i varmvattenberedaren mer vinst i form av förbättrad avkylning av primärvattnet.
- 2-steg är mer känslig för sänkning av den primära framledningstemperaturen, dvs den primära returtemperaturen går upp mer än vid parallellkoppling.
- Skillnaden i primär returtemperatur mellan de båda kopplingsvarianterna varierar på ett starkt olinjärt sätt med radiator- och varmvattenlasten. En konsekvens härav är, att man inte kan säga generellt, att lägre radiatortemperaturer minskar den termodynamiska fördelen med 2-steg.

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

R68:1987

ISBN 91-540-4752-8

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Svenskt Tryck Stockholm 1987

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

		Sida
1	SAMMANFATTNING	1
2	INLEDNING	2
3	GRAFISK FRAMSTÄLLNING AV TEMPERATURFÖRLOPP	6
4	BERÄKNINGSMODELL	9
5	STANDARD-DIMENSIONERINGSFALL OCH REFERENSBELASTNING	13
6	VARIATION AV RADIATOR- OCH VARMVATTENBELASTNING	17
7	LASTFÖRDELNING I OLIKA BELASTNINGSFALL	23
8	VARIATION AV PRIMÄR FRAMLEDNINGSTEMPERATUR	29
9	OLIKA IDEALISERADE FALL AV LAGTEMPERATURDRIFT	35
10	SYSTEMATISK VARIATION AV BELASTNING MED OCH UTAN TEMPERATURPROGRAM FÖR PRIMÄR FRAMLEDNINGSTEMPERATUR	38
11	RESULTATDISKUSSION	45
12	SYMBOLLISTA	50
13	REFERENSLISTA	52

1 SAMMANFATTNING

Rapporten behandlar parallell- och 2-stegskopplade fjärrvärme-abonnentcentraler med indirekt anslutning av en radiatorkrets och med en tappvattenkrets utan varmvattencirkulation. Med hjälp av beräknade driftkarakteristikor analyseras skillnader i primär (fjärrvärme) returtemperatur och i primärflöde för de båda kopplingsprinciperna.

Med utgångspunkt i ett genomgående dimensioneringsfall för värmeväxlarna redovisas i diagramform konsekvenser av systematiska variationer i radiator effekt, varmvatteneffekt och primär framledningstemperatur. I olika kombinationer varierar två av dessa parametrar oberoende av varandra, medan den tredje hålls konstant. Dessutom redovisas driftkarakteristikor där den primära framledningstemperaturen antagits variera enligt ett traditionellt svenskt temperaturprogram.

I begränsad utsträckning behandlas konsekvenser av variationer i dimensioneringsparametrar. Således jämföres returtemperaturer för abonnentcentraler med värmeväxlarytor av normal storlek med teoretiska gränfall, där ytorna antagits vara oändligt stora. Asymptotiska förlopp av returtemperaturer vid små varmvatteneffekter behandlas analytiskt och redovisas även grafiskt.

Förutom yttre parametrar, såsom primär returtemperatur och primärflöde, redovisas även inre parametrar i kopplingarna, jämte variationer i lastfördelningen mellan för- och eftervärmare vid 2-stegskoppling. Det visas hur man med grafiska konstruktioner kan få fram den primära returtemperaturen, under förutsättning att tillräcklig information om värmeövergångstal mm föreligger i det aktuella belastningsfallet.

Följande praktiskt betydelsefulla resultat av undersökningen kan framhållas:

- Vid 2-steg ger en ökning av värmeöverföringsytorna i varmvattenberedaren mer vinst i form av förbättrad avkylning av primärvattnet.
- 2-steg är mer känslig för sänkning av den primära framledningstemperaturen, dvs den primära returtemperaturen går upp mer än vid parallellkoppling.
- Skillnaden i primär returtemperatur mellan de båda kopplingsvarianterna varierar på ett starkt olinjärt sätt med radiator- och varmvattenlasten. En konsekvens härav är, att man inte kan säga generellt, att lägre radiatortemperaturer minskar den termodynamiska fördelen med 2-steg.

I rapportens sista avsnitt diskuteras konsekvenser för värme-produktionsanläggningars termodynamiska godhetstal och för ledningsdimensionering. Räknat vid genomsnittlig varmvattenlast är skillnaden i avkylning för primärvattnet inte stor för de båda kopplingsvarianterna. Men vid mera extrema varmvattenlaster blir skillnaden större, vilket har betydelse för ledningsdimensioneringen. Den större möjliga risken för termisk utmattning av returledningarna vid 2-steg bör observeras.

2 INLEDNING

I denna rapport studeras driftkaraktistikor för fjärrvärme-abonmentcentraler uppbyggda enligt principen för parallellkoppling eller 2-stegskoppling, se fig. 3, i nästa avsnitt, avsnitt 3.

Med undantag för några geografiska delområden (främst Stockholm), där 3-stegskoppling är vanlig, är 2-stegskopplingen i Sverige den dominerande principen i större fjärrvärmeanslutna fastigheters abonnentcentraler. I andra länder, bl a Tyskland och Danmark möter parallellkoppling ofta, både vid direkt och indirekt anslutning av radiatorkretsen.

I rapporten kommer de båda kopplingsprinciperna att förutsättas vara utformade enligt de enkla grundvarianter som framgår av fig. 3. I de flesta verkliga centraler kompletteras varmvattenkretsen med varmvattencirkulation (som vid 2-steg leds in mellan för- och eftervärmare). Dessutom förekommer det ibland värmeväxlare för varmluftpåvärmning, torkning mm, vilka då kan vara inkopplade parallellt med radiatorväxlaren, se t ex ref. 1. Skälet till att rapporten koncentreras till de enkla grundfallen är, att dessa endast i begränsad utsträckning finns systematiskt analyserade i litteraturen och således utgör en naturlig utgångspunkt för behandlingen av ämnesområdet: abonnentcentral-kopplingar.

I jämförelse med den enkla parallellkopplingen karakteriseras såväl 2- som 3-stegskopplingen av, att uppvärmningen av tappvattnet är uppdelad på ett för- och ett eftervärmarsteg, vilket anses vara fördelaktigt ur termodynamisk synpunkt, även om det något fördyrar anläggningen. I förvärmarsteget lämnar primärvattnet (fjärrvärmevatten) via förvärmaren värme till inkommande kallvatten. Ibland håller primärvattnet från radiatorväxlaren så hög temperatur att uppvärmningen i förvärmaren räcker till för att ge kallvattnet önskad varmvattentemperatur, eller en ändå högre temperatur. Är temperaturen på primärvattnet från radiatorväxlaren lägre, eller är varmvattenflödet större, räcker förvärmaren kanske inte till ensam, och påspädning av värmeeffekt i eftervärmaren behövs. Bortser man från extrema jämförelsefall, kommer det extra primärflöde som behövs för detta tillskott vid 2-steg att vara mindre än det primärflöde som vid parallellkoppling behövs för att värma kallvattnet ända från kallvatten- till varmvattentemperaturen.

Förvärmarsteget vid 2-steg (och vid 3-steg) medför således i allmänhet ett mindre totalt primärflödesbehov än vad parallellkopplingen kräver i samma belastningssituation, och därmed blir även den primära returtemperaturen lägre. Generellt sett kan detta anses vara fördelaktigt, eftersom mindre flöde kräver mindre nätdimensioner, och lägre returtemperatur kan vara av nytta för värmepumpar och andra temperaturskänsliga värmeproduktionsanläggningar.

Medan bruket av förvärmning av tappvatten i abonnentcentraler länge varit vanligt i abonnentcentraler i Sverige och Finland (ref. 2), synes ett mera konsekvent bruk av förvärmning först på senare tid blivit brukligt i Öst- och Västtyskland. I ex rapporteras om arbeten med komplettering av befintliga centraler i syfte att öka överföringskapaciteten hos äldre fjärrvärmenät (ref. 3). Karakteristiskt nog betecknas kopplingsvarianter med förvärmning ibland som "skandinavische

Schaltungen" i tysk litteratur. Denna skillnad i nationell fjärrvärmepraxis sammanhänger med att man i Sverige och Finland i stor utsträckning satsat på genomströmningsberedare för tappvarmvatten, medan man på Kontinenten i högre grad valt lösningar med förrådsberedare, även vid anslutning av större fastigheter. Kombinerar nämligen genomströmningsberedare med förvärmning av tappvarmvatten, ökar inte primärflödesbehovet så kraftigt vid tappningar (på grund av bättre avkylning av primärvattnet), och man uppnår därvid åtminstone delvis den utjämning av variationer i primärflödesbehovet som alternativet användning av förråd ger.

Frågan har rests, om inte övergång till lägre systemtemperaturer minskar den termodynamiska fördelen med förvärmning så mycket, att den större investeringskostnad som förvärmning innebär inte längre är ekonomiskt motiverad (ref. 4).

Sedan 1982 stipulerar Svensk Byggnorm (ref. 5) att radiatorsystem i allmänhet skall dimensioneras för en framledningstemperatur om högst 55°C vid dimensionerande värmeeffektbehov, dock att undantag kan medges för fjärrvärmeanslutna byggnader. I konsekvens härmed anger Svenska Värmeverksföreningens instruktion (ref. 1) för anslutning av större anläggningar, att fjärrvärmeanslutna radiatorsystem vid nyproduktion skall dimensioneras för $60 - 45^{\circ}\text{C}$ mot tidigare $80 - 60^{\circ}\text{C}$ (fram- respektive returtemperatur). Varmvattnets temperatur skall numera vara 50°C enligt instruktionen, mot tidigare 55°C .

De sänkta dimensionerande temperaturerna på sekundärsidan motsvaras av lägre temperaturer på primärsidan. Således anger Svenska Värmeverksföreningen $100 - 50^{\circ}\text{C}$ som dimensionerande fram- och returtemperatur vid nyproduktion, mot $120 - 65^{\circ}\text{C}$ i befintliga system. Därutöver pågår i många befintliga fjärrvärmenät försök med gradvis eller radikal sänkning av systemtemperaturerna, varvid driftförhållandena för abonnentcentralerna pressas. Erfarenheten har visat att abonnentcentralernas förmåga att klara av lägre primära temperaturer varierar kraftigt (se bl a ref. 6). Gamla fastigheter har ofta "överdimensionerade" radiatorsystem (överdimensionerade i förhållande till gammal Byggnorm), vilket i det sammanhanget är en fördel. Å andra sidan är värmeväxlarna i äldre abonnentcentraler ofta försmutsade, vilket försämrar förmågan att upprätthålla tillfredsställande temperaturer på sekundärsidan.

Driftkaraktistikor för olika typer av abonnentcentraler har under årens lopp varit föremål för undersökningar, dels internt inom större värmeverk, dels i form av publicerade undersökningar.

Fornäs & Svensson (ref. 7) redovisade i tabellform beräknade driftkaraktistikor för 2- och 3-stegskopplade abonnentcentraler av fabrikat CTC. Primärtemperaturen varierades enligt ett traditionellt svenskt program med maximalt 120°C vid lägsta uteluft-temperatur.

Jensen (ref. 8) visade för utvalda lågtemperaturprogram i ett fjärrvärmenät diagram över variation i primär returtemperatur och i primärflöde, med tappningsintensitet för varmvatten som abscissa och radiatorlasten som kurvparameter. Författaren anser att 2-stegskopplingen är klart överlägsen parallellkoppling och koncentrerar därför undersökningen till 2-steg. Av artikeln framgår bl a hur känslig den primära returtemperaturen kan vara för sänkningar i framledningstemperaturen.

Berg (ref. 4) diskuterade för ett par år sedan vid ett av Svenska Värmeverksföreningens Tekniska möten valet av abonnentcentral i ljuset av lägre temperaturkrav och förändrade förbrukningsvanor. Utan att ta slutlig ställning menade han att mycket talar för att man vid nyproduktion borde ersätta 2-stegskopplingen med parallellkoppling, eftersom den termodynamiska fördelen med 2-steg minskat.

Eriksson & Werner (ref. 9) redovisade beräkningsresultat med modeller över parallell- och 2-stegskoppling, där en parameter varierades i taget, nämligen: Storleken av primärt by-passflöde (läckage), värmewäxlyyta, framledningstemperatur i radiatorsystemet vid dimensionerande last, varmvattentemperatur, kallvattentemperatur, varmvattenförbrukningens storlek, övergång från traditionella dimensioneringsdata till ett lågtemperaturfall, och skillnaden mellan parallell- och 2-stegskoppling. Med en antagen varaktighetskurva för lasten beräknades skillnaden i primär returtemperatur för de båda kopplingsvarianterna vara $1,5^{\circ}\text{C}$. Det påpekades dock att skillnaden blir väsentligt större vid störttappningar.

Även om frågan om storleken av den termodynamiska fördelen med förvärmning av tappvatten behandlats i litteraturen, saknas fortfarande en mera systematisk undersökning av hur stor skillnaden i fjärrvärmvattnets avkylning är i olika belastningsfall. Olika radiatorlaster, varmvattenlaster och olika temperaturprogram i fjärrvärmenätet ger ett stort spektrum av driftfall som är relevanta att undersöka. Driftparametrarna kan variera inom stora intervaller. En komplikation i sammanhanget är, att de olika driftparametrarna kan samverka på ett mycket olinjärt sätt; därför går det inte generellt att superponera resultaten från undersökningar där en parameter varierats i taget.

Syftet med föreliggande rapport är att bidra till att fylla denna kunskapslucka. Utgående från s k standard-dimensioneringsfall (definieras i avsnitt 5) för de båda kopplingsvarianterna beräknas driftkarakteristikor med hjälp av enkla beräkningsmodeller (avsnitt 4). Resultaten redovisas i diagram med radiator- och varmvatteneffekt i dimensionslös form, för att öka generaliteten i framställningen. Tekniken används att låta två driftparametrar (t ex primär framledningstemperatur och radiatorlast) variera oberoende av varandra, medan en tredje (varmvattenlasten i exemplet) är konstant. Därvid belyses ovannämnda olinjära effekter, samtidigt som mängden undersökta fall kan reduceras.

Redovisningen av olika driftfall begränsas inte enbart till att visa variationen i "yttre" driftparametrar, utan även t ex "mellantemperaturer" inuti abonnentcentralerna och lastfördelningen mellan för- och eftervärmare vid 2-steg redovisas i utvalda driftfall. Detta görs med en grafisk teknik som presenteras i avsnitt 3 och bidrar till förståelsen av varför de "yttre" parametrarna varierar såsom de gör i diagrammen.

Även om driftparametrarna varierats ganska systematiskt i rapporten, är variationen inte heltäckande. Det är tänkbart, att samband parametersamband som härletts vid frysta värden på några driftparametrar kan ändra karaktär om andra värden väljs för de frysta parametrarna.

Undersökningarna i rapporten bidrar endast i begränsad utsträckning till att belysa konsekvenser av förändrade värden för dimensioneringsparametrar. Värmeväxlarytorna förutsätts antingen överensstämma med standard-dimensioneringsfallet eller - i vissa fall - vara oändligt stora.

Därmed framstår ett behov av fortsatt kartläggning av de i praktisk fjärrvärmeverksamhet betydelsefulla kopplingsvarianterna parallell- och 2-stegskoppling. T ex kan det vara intressant att optimera förhållandet mellan för- och eftervärmartyta vid 2-steg. Därvid kan man bygga vidare på resultaten i denna rapport. Om undersökningar av variationer i dimensioneringsparametrar inte skall vara av begränsat värde, måste kombinationen av variationer i dimensionerings- och driftparametrar undersökas. Det är ju karakteristiskt för abonnentcentraler i fjärrvärmesystem, att de alltid är underkastade starkt varierande belastning, dels inom varje dygn, dels över längre driftperioder.

3 GRAFISK FRAMSTÄLLNING AV TEMPERATURFÖRLOPP

I rapporten studeras temperaturförloppen på primär- och sekundärsidan med hjälp av en grafisk framställning, se fig. 3. Temperaturen är ordinata, och överförda värmeeffekter är abscissa. Vattnets specifika värme förutsätts vara konstant, så att avkylnings- och uppvärmningsförlopp avbildas som räta linjer.

Med den valda grafiska framställningen kan man på åskådligt sätt visa, t ex hur lasten förskjuts mellan för- och eftervärmare vid olika varmvattenlaster (se avsnitt 7) eller vid olika primära framledningstemperaturer (avsnitt 8).

En annan fördel med den grafiska framställningen är, att den medger en enkel grafisk konstruktion av den totala primära returtemperaturen t_r utifrån givna temperaturförlopp i de enskilda värmeväxlarna:

Konstruktion av t_r vid parallellkoppling

Metod: Avkylningsförloppen för flödena m_1 och m_2 är givna. Linjen för m_1 förlängs till skärningspunkten S med linjen för m_2 . Ordinatan för S är lika med ordinatan för t_r .

I denna konstruktion har det förutsatts att returtemperaturen t_{r1} för delflödet m_1 är högre än returtemperaturen t_{r2} för delflödet m_2 . Är i stället t_{r2} högre, förlängs linjen för m_2 till skärning med linjen för m_1 .

Bevis: Vid blandningen avger delflödet m_1 effekten q_{b1} (utmärkt i figuren) till m_2 . Därvid sjunker m_1 's temperatur med:

$$t_{r1} - t_r = q_{b1} / (c_p m_1), \text{ och } m_2 \text{'s temperatur ökas med:}$$

$$t_r - t_{r2} = q_{b1} / (c_p m_2)$$

De båda ekvationerna kan kombineras till:

$$m t_r = (m_1 + m_2) t_r = m_1 t_{r1} + m_2 t_{r2}$$

som uttrycket energibalansen vid blandningen av m_1 och m_2 .

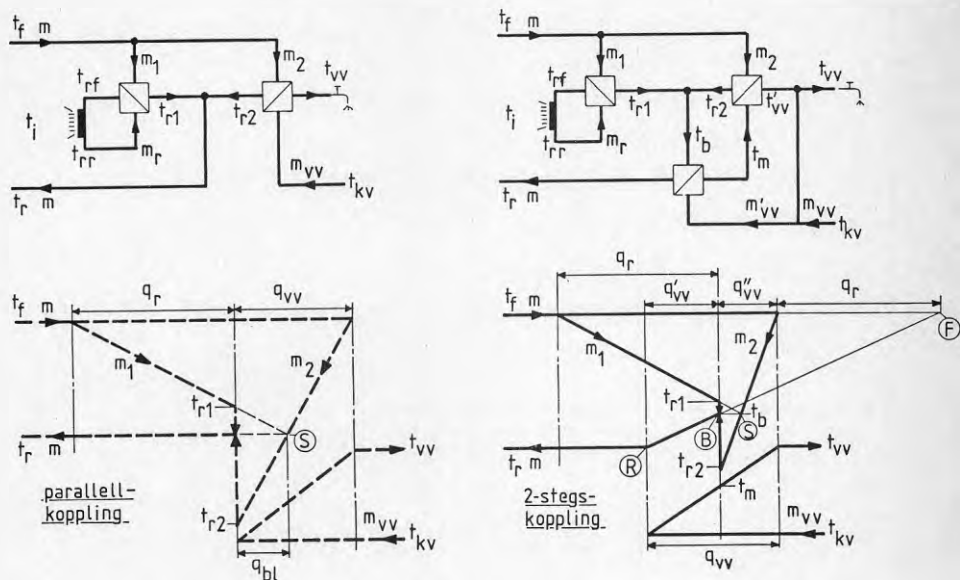


Fig. 3

Grafisk framställning av temperaturförlopp på primär- och sekundärsidan för parallell- och 2-stegskoppling.

För 2-stegskopplingen visas ett driftfall då eftervärmaren är i funktion, och följaktligen inget kallvatten blandas in i varmvattnet, dvs. $t_{vv} = t'_{vv}$, och $m_{vv} = m'_{vv}$.

I temperaturförloppen finns hjälplinjer inritade för grafisk konstruktion av total primär returtemperatur t_r .

Konstruktion av t_r vid 2-steg:

Metod: Linjerna för m_1 (förlängd) och delflödet m_2 till eftervärmaren har skärningspunkten S med ordinatan t_b , som är blandningstemperaturen. På samma nivå ligger även punkten B, som är utgångspunkten för avkylningen av det totala primärflödet m i förvärmaren. Punkten R som utgör avslutningen av avkylningsförloppet fås genom att förlänga förbindelselinjen mellan B och en punkt F, vilken finns sträckan q_r till höger om linjen m_2 's begynnelsepunkt på temperaturnivån t_f .

Bevis: Bestämningen av blandningstemperaturen t_b är analog med bestämningen av den totala returtemperaturen t_r vid parallellkoppling.

Linjen BR's lutning är lika med:

$$\left| \frac{dt}{dq} \right| = \frac{t_f - t_b}{q_r + q_{VV}''}$$

därför att det totala primärflödet:

$$m = m_1 + m_2$$

i punkten B lämnat effekten $q_r + q_{VV}''$ i radiatorväxlaren och eftervärmaren.

4 BERÄKNINGSMODELL

Beräkningsmodellen är uppbyggd så enkelt som möjligt med utnyttjande av klassisk värmeväxlarteori. Därvid görs följande specialiseringar och förenklingar i jämförelse med verkliga abonnentcentraler:

- * Ingen VVC-koppling finns i tappvattenkretsen.

Kommentar: I de flesta abonnentcentraler för flerbostadshus finns VVC-krets. Är denna korrekt utförd (med backventiler så att VVC-flödet inte kan ta ej avsedda vägar genom centralen), och är VVC-flödet inte för stort, bör inte VVC-kretsen påverka centralens driftkaraktärer särskilt kraftigt.

Tyvärr är inte dessa förutsättningar alltid uppfyllda, varför särskilda undersökningar av VVC-kretsens inverkan är befogade. Undersökningarna i denna rapport kan därvid utnyttjas som utgångspunkt.

- * Vid 2-stegskoppling tillåts övervärmning av tappvattnet.

Kommentar: Detta fall kan inträffa vid hög radiatorbelastning och lågt varmvattenflöde, då eftervärmaren ej är i funktion. Genom inblandning av kallvatten kan varmvattnets temperatur enkelt sänkas, och det därav följande större varmvattenflödet vid given varmvatteneffekt är enkelt att beräkna.

- * Värmeförluster försummas.

Kommentar: Undersökningarna gäller i första hand abonnentcentraler för flerbostadshus, då värmeförlusterna normalt är små i jämförelse med överförda värmeeffekter.

- * Beräkningsmodellen är statisk.

Kommentar: Detta innebär bl a att s k "effekt lån" från radiatorkrets till tappvattenkrets vid tappningar inte beaktas. Vidare tas inte heller dynamiska effekter vid nattsänkning med i undersökningen.

Långsamma förlopp vid effekt lån och vid nattsänkning mm kan approximativt betraktas som statiska driftfall och kan således beräknas med modellen.

- * Alla reglerkretsar förutsätts fungera perfekt.

Kommentar: Detta är dels en följd av det ovannämnda antagandet av en statisk beräkningsmodell, dels innebär det att statiska reglerfel och läckage i ventiler (by-pass) inte beaktas.

- * Alla primär- och sekundärflöden antas kunna variera utan begränsning.

Kommentar: I verkliga abonnentcentraler kan man - beroende på det primära differensstryckets storlek mm - få driftfall då styrventiler når sitt ändläge och inte kan öppna mera.

- * Variation i avgiven radiatoreffekt antas följa en förenklad radiatorformel, där effekten är proportionell mot aritmetisk medeltemperaturdifferens upphöjd till en radiatorexponent, se nedan.
- * Vattenflödet m_r i radiatorkretsen antas vara konstant.
Kommentar: Är realistiskt då radiatorkretsen är försedd med en cirkulationspump med konstant varvtal, och då läget för radiatorventilerna kan antas vara konstant, dvs t_{ex} inte fallet med radiatortermostater.
- * Vattnets specifika värme c_p antas vara konstant överallt i beräkningarna.
Kommentar: Vid de moderata temperaturvariationerna det är frågan om, ger detta endast små beräkningsfel.
- * Inomhustemperaturen t_i , varmvattentemperaturen t_{VV} och kallvattentemperaturen t_{KV} förutsätts alla vara konstanta.
- * Värmeövergången i vatten-vatten värmeväxlarna (varmvatten- och radiatorväxlare) beräknas med enkel värmeväxlarteori under antagande av fullt utbildad turbulens i alla driftfall. Detta innebär, förutom ovannämnda antagande om konstant c_p för vatten:
 - värmeväxlarna antas vara rena motströms-växlare utan axiell värmeledning i medierna eller i värmeväxlarväggen,
 - effekter av snedfördelat flöde beaktas ej,
 - de p g a tryckfall utvecklade friktionseffekterna antas vara försumbara,
 - endast värmeöverföringsmotstånd i fluiderna beaktas, dvs motstånd i värmeväxlarväggen försummas, och försumning beaktas ej,
 - vid beräkning av olika driftfall antas värmeövergångstalen variera proportionellt mot flödet upphöjd med en konstant exponent. Inverkan av varierande fluid-temperatur på värmeövergångstalen försummas.

Utifrån dessa specialiseringar och förenklingar kan den analytiska apparaten i korthet beskrivas på följande sätt:

I ett godtyckligt driftfall kan framledningstemperaturen t_{rf} och returtemperaturen t_{rr} i radiatorkretsen beräknas utifrån motsvarande temperaturer $t_{rf,0}$ och $t_{rr,0}$ i referensfallet med hjälp av radiatorformeln:

Logaritmisk medeltemperaturdifferens:

$$\frac{\theta_{mi}}{\theta_{mi,0}} = q_r^{*1/n} \quad \theta_{mi} = \frac{t_{rf} - t_{rr}}{\ln \frac{t_{rf} - t_i}{t_{rr} - t_i}} \quad \theta_{mi,0} = \frac{t_{rf,0} - t_{rr,0}}{\ln \frac{t_{rf,0} - t_i}{t_{rr,0} - t_i}}$$

(t_1 = konstant inomhustemperatur, dimensionslös radiatoreffekt $q_r^* = q_r/q_{r,0}$, n = radiatorexponent, vanligen något större än 1) och sambandet:

$$q_r^* = \frac{t_{rf} - t_{rr}}{t_{rf,0} - t_{rr,0}} \quad \text{som gäller för konstant radiatorflöde.}$$

,₀ i index anger att det är frågan om variabelns värde i referensberäkningsfallet, se avsnitt 5.

För radiatorväxlaren gäller:

$$q_r = k_r A_r \theta_{mr}$$

där k_r är värmegenomgångstalet, A_r värmeöverföringsytan, och den logaritmiska medeltemperatur-differensen:

$$\theta_{mr} = \frac{(t_f - t_{rf}) - (t_{r1} - t_{rr})}{\ln \frac{t_f - t_{rr}}{t_{r1} - t_{rf}}}$$

Eftersom värmetransmissionsmotståndet i väggen försummas, kan man skriva:

$$k_r^{-1} = \alpha_{rp}^{-1} + \alpha_{rs}^{-1}$$

utgående ifrån primär- och sekundärsidans värmeövergångstal, för vilka i sin tur gäller:

$$\alpha_{rp} = \alpha_{rp,0} m_1^{*p} \quad \text{och} \quad \alpha_{rs} = \alpha_{rs,0} m_r^{*p}$$

Med förutsättningen $\alpha_{rp,0} = \alpha_{rs,0}$ får man:

$$k_r = 2k_{r,0} \frac{m_1^{*p} m_r^{*p}}{m_1^{*p} + m_r^{*p}}$$

Med hjälp av dessa formler och sambandet:

$$q_r = m_1 c_p (t_f - t_{r1})$$

kan m_1 och t_{r1} beräknas iterativt, om t_{rf} , t_{rr} , t_f och q_r^* är givna.

För varmvattenväxlare gäller en formelapparat som är analog med den som gäller för radiatorväxlaren.

Blandningstemperaturer beräknas genom enkla energibalanser, t ex den totala returtemperaturen vid parallellkoppling.

$$(m_1 + m_2)t_r = m_1 t_{r1} + m_2 t_{r2}$$

Vid datorräkningar av olika driftfall för parallell- och 2-stegskoppling är radiatorlast, varmvattenflöde och primär framledningstemperatur alla givna.

För parallellkopplingsfallet är beräkningsgången ganska okomplicerad. Vid 2-steg är risken för iterationsproblem däremot påtaglig och måste förebyggas med en beräkningsgång där alla startvärden för iterationer väljs så nära de slutliga värdena att beräkningarna inte spårar ur.

I de datorräkningar som denna rapport baseras på användes substitutionsmetoden, emedan denna bedömdes minska risken för iterationsproblem i jämförelse med den snabbare konvergerande Newton-Raphson metoden.

Vid båda kopplingsvarianterna började beräkningsproceduren med att radiatorkretsens framledningstemperatur $t_{r,f}$ och returtemperatur $t_{r,r}$ beräknas utifrån radiatorlasten. Därefter kunde radiatorväxlarens primära returtemperatur $t_{r,1}$ och primärflöde m_1 beräknas iterativt.

I fallet parallellkoppling beräknades därefter $t_{r,2}$ och m_2 analogt, och total returtemperatur t_r och totalt primärflöde m erhöles ur blandningsekvationer.

Vid 2-steg kompliceras den vidare beräkningsgången av att lastfördelningen mellan för- och eftervärmare ej är given. Därför krävs:

- kontroll av om primärflödet m_1 räcker till för värmning av tappvarmvattnet
- separata iterationslingor för för- och eftervärmare
- i fallet då eftervärmaren behövs, en yttre iterationslinga som justerar belastningsfördelningen mellan för- och eftervärmare.

Vid samtliga iterationer på värmväxlare användes rutiner för kontrollräkningar som säkrade att gränsvillkor för iterationsvariablerna ej överskreds. Dessa gränsvillkor baserades på värmebalanser för värmväxlarna vid oändligt stor värmväxlaryta.

5 STANDARD-DIMENSIONERINGSFALL OCH REFERENS-BELASTNINGSFALL

Huvuddelen av de driftkaraktistikor som redovisas i detta arbete gäller för ett standard-dimensioneringsfall och utgår från ett referens-belastningsfall.

Standard-dimensioneringsfallet överensstämmer i stora drag med äldre svensk dimensioneringspraxis, även om några dimensioneringsparametrar, t ex förhållandet mellan för- och eftervärmartyta vid 2-stegskoppling, valts rätt godtyckligt. Begreppet "dimensioneringspraxis" är inte heller entydigt i alla hänseenden.

Beräkningstekniken att utgå från ett referens-belastningsfall sammanhänger med att värmeeffekter och massflöden i resultatdiagrammen redovisas dimensionslöst. Samma teknik har tidigare använts vid analys av hela fjärrvärmesystem (ref. 10) och har fördelen att resultaten inte görs onödigt speciella. Dock bör man vid utnyttjande av resultaten i konkreta tillämpningsfall observera olika implicita parametersamband, bl a mellan radiator effekt, varmvatteneffekt och värmeövergångstal.

Vid beräkningarna har som referens-belastningsfall valts fallet med maximal radiatorlast (motsvarande dimensionerande utelufttemperatur), maximal primär framledningstemperatur (120°) och varmvatteneffekten lika med radiator effekten.

Vid beräkning av olika driftfall med dator har använts ekvationer med alla storheter i icke-dimensionslös form. Värmeeffekter och massflöden har sedan dividerats med sina respektive värden i referens-belastningsfallet vid uträkning av dimensionslösa värden, t ex för radiator effekten:

$$q_r^* = q_r / q_{r,0}$$

där nomenklaturen är följande:

* anger att det är variabelns dimensionslösa värde

,₀ i index anger att det är variabelns värde i referens-belastningsfallet.

Såväl standard-dimensioneringsfallet som referens-belastningsfallet som använts vid beräkningarna, framgår av tabellen och av det grafiska förloppet av temperaturer och effekter i fig. 5. Radiator effekten och den lika stora varmvatteneffekten har här godtyckligt satts lika med 300 kW. Detta kan t ex motsvara ett fall med en fastighet som har 30 lägenheter, och där radiatorlasten är relativt stor p g a dålig isoleringsstandard.

Eftersom ett viktigt syfte med beräkningarna i detta arbete är att kunna jämföra 2-stegs- och parallellkoppling, har beräkningsförutsättningarna valts så lika som möjligt för de båda kopplingsvarianterna. Således är värmeöverföringsytan i radiatorväxlaren den samma i de båda fallen. Summan av värmeöverföringsytorna för efter- och förvärmaren i 2-stegsfallet är lika med värmeöverföringsytan för vattenvärmaren i fallet parallellkoppling.

inomhustemperatur: $t_h = 20^\circ\text{C}$
 radiatoruppvärmning: radiatorexponent: $n = 1.2$

	PARALLELLKOPPLING:			2-STEGSKOPPLING:		
	radiatorrets: varmvattenrets:			radiatorrets: eftervärmare:		förvärmare:
primärtemp. :	$^\circ\text{C}$	$t_f = 120.00$		$t_f = 120.00$		$t_b = 60.47$
primärtemp. :	$^\circ\text{C}$	$t_{r1} = 65.27$	$t_{r2} = 6.30$	$t_{r1} = 65.27$	$t_{r2} = 36.37$	$t_r = 28.75$
sekundärtemp.:	$^\circ\text{C}$	$t_{rf} = 80.19$	$t_{vv} = 50.00$	$t_{rf} = 80.19$	$t_{vv} = 50.00$	$t_m = 36.28$
sekundärtemp.:	$^\circ\text{C}$	$t_{rr} = 59.86$	$t_{kv} = 5.00$	$t_{rr} = 59.86$	$t_m = 36.28$	$t_{kv} = 5.00$
primärtemp. :	$^\circ\text{C}$	$t_r = 46.11$				
primärflöde :	kg/s	$m_1 = 1.308$	$m_2 = 0.630$	$m_1 = 1.308$	$m_2 = 0.261$	$m = 1.569$
sekundärflöde:	kg/s	$m_r = 3.521$		$m_r = 3.521$	$m_{vv} = 1.591$	
primärflöde :	kg/s	$m = 1.938$				
alfa, primärt:	$\text{kW/m}^{20^\circ\text{C}}$	= 12	= 12	= 12	= 12	= 12
alfa, sekund.:	$\text{kW/m}^{20^\circ\text{C}}$	= 12	= 12	= 12	= 12	= 12
k-värde :	$\text{kW/m}^{20^\circ\text{C}}$	= 6	= 6	= 6	= 6	= 6
kA :	$\text{kW}/^\circ\text{C}$	= 17.40	= 17.40	= 17.40	= 8.70	= 8.70
A = värmväxlar-area:	m^2	= 2.90	= 2.90	= 2.90	= 1.45	= 1.45
logaritm. θ_m :	$^\circ\text{C}$	= 17.24	= 17.24	= 17.24	= 10.51	= 23.97
p = flödesexponent		0.75	0.75	0.75	0.75	0.75
primärt o. sekund.:						
överförd effekt:	kW	$q_r = 300$	$q_{vv} = 300$	$q_r = 300$	$q_{vv}^u = 91.45$	$q_{vv}^l = 208.55$

Tabell över samtliga parametervärden som i icke-dimensionlös form konstituerar standard-dimensioneringsfallet och referens-beräkningsfallet. Dimensionslösa effekter och massflöden fås genom att dividera parametervärden i referensberäkningsfallet.

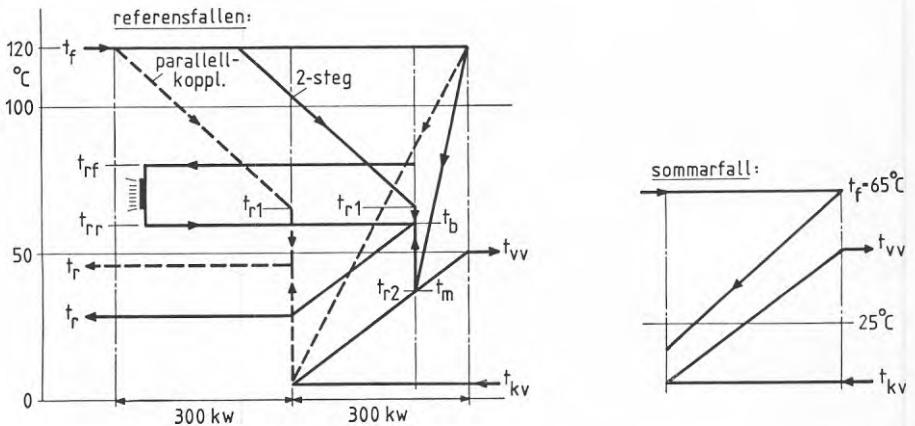


Fig. 5 Grafisk framställning av standard-dimensioneringsfallet. För referens-beräkningsfallet visas temperaturförlopp för 2-steg och parallellkoppling. Sommarfallet (till höger) visar temperaturförloppet för varmvattenretsen, då den primära framledningstemperaturen är låg (65°C enligt Svenska Värmeverksföreningens rekommendationer).

Det bör påpekas, att såsom standard-dimensioneringsfallen definierats för de båda kopplingsvarianterna, kan dessa inte överföras i varandra genom omkopplingar i en och samma abonnentcentral. Sådan omkoppling skulle nämligen påverka värmeövergångstalet på primärsidan i förvärmaren, och som framgår av tabellen har samtliga värmeövergångstal på primär- och sekundärsidan i alla värmeväxlare satts lika stora i referensbelastningsfallen. Värmetransmissionsmotståndet i värmeväxlarytorna har satts lika med 0, motsvarande rena värmeväxlare.

I fallet 2-stegskoppling har värmeöverföringsytorna valts lika stora för efter- och förvärmare, utan att någon undersökning gjorts av vilket ytförhållande som är optimalt eller representativt.

Temperaturerna enligt tabellen kan jämföras med s k högtemperaturalternativ enligt Svenska Värmeverksföreningens rekommendationer (ref. 1):

Radiatorväxlare, dimensionerande utelufttemperatur:

primärt:	120 - 65 ⁰ C
sekundärt:	80 - 60 ⁰ C

Vattenvärmare, sommarfall (utan radiatorlast):

primärt:	65 - 25 ⁰ C
sekundärt:	5 - 50 ⁰ C

Som syns ligger referensfallen ganska nära dessa värden vad beträffar radiatorväxlaren, vars NTU-värde (termiska längd) uträknas till: NTU = 3.17.

Eftersom referensfallet inte är något sommarfall, kan ingen direkt jämförelse göras för vattenvärmaren. Med antagna dimensioneringsförutsättningar framkommer vid omräkning till sommarfallet med 65⁰C primär framledningstemperatur det temperaturförlopp som visas till höger i figuren. Eftersom den primära returtemperaturen här ligger något lägre än de 25⁰C enligt Svenska Värmeverksföreningens rekommendation, kan man säga att vi valt lite större värmeväxlaryta för värmning av tappvarmvatten.

Såsom beräkningsförutsättningarna specificerats, behövs inga angivelser av detaljer beträffande värmeöverföringsytornas form och dimensioner. Således har inget explicit förutsatts om huruvida man har plattvärmeväxlare, spiralrörsväxlare, etc, även om det valda gemensamma värdet $p = 0.75$ för flödesexponenten enligt sambandet

$$\text{värmeövergångstal} = \text{konstant} \cdot (\text{flöde})^p$$

naturligtvis är mer representativt för några varianter än för andra.

I referens-belastningsfallen för de båda kopplingsvarianterna antas alla värmeövergångstalen på primär- och sekundärsidan i värmeväxlarna vara lika stora. I detta ligger en något godtycklig specialisering. Utifrån termodynamiska optimeringsbetraktelser kan man argumentera för att primär- och sekundärsidans värmeövergångstal i en given värmeväxlare inte bör skilja sig allt för mycket. I praktiken med-

för dock standardisering, geometriska villkor vid värmeväxlarkonstruktionen mm att förhållandet mellan de båda värmeövergångstalen kan variera avsevärt från fall till fall.

Det vore intressant att närmare undersöka konsekvenser av olika förhållanden mellan värmeövergångstal i 2-steps- och parallellkopplade värmeväxlare. För en radiatorväxlare enbart finns en undersökning av problemet i ref. 10.

De driftkaraktäristiktor för primära och sekundära temperaturer, som beräknas utifrån förutsättningarna specificerade i tabellen, kommer att vara giltiga för följande klasser av dimensioneringsfall:

- 1) Fall där alla flöden, överförda värmeeffekter och kA -värden för alla värmeväxlare multipliceras med samma proportionalitetskonstant, men där alla temperaturer (och därmed även gräddigheter) är de samma som i tabellen.
- 2) Fall där för en eller flera värmeväxlare k och A antar varierande värden, men där såväl produkten kA , förhållandet mellan primära och sekundära värmeövergångstal, som alla övriga konstanter i tabellen är oförändrade.
- 3) Kombinationer av fall enligt 1) och 2).

Genom att överförda värmeeffekter och flöden i redovisningen av beräkningsresultat anges i dimensionslös form, kommer alla parametrar i driftkaraktäristikorna att äga denna generalitet.

Referensvärdena för radiatoreffekt, $q_{r,0}$, och för varmvatteneffekt, $q_{VV,0}$, har som framgår av tabellen här valts lika stora. Detta medför den bekvämlighet, att förhållandet mellan dimensionslösa effekter blir lika med förhållandet mellan absoluta effekter:

$$\frac{q_r^*}{q_{VV}^*} = \frac{q_r/q_{r,0}}{q_{VV}/q_{VV,0}} = \frac{q_r}{q_{VV}}$$

6 VARIATION AV RADIATOR- OCH VARMVATTENBELASTNING

Fig. 6 A visar hur den primära returtemperaturen t_r varierar för 2-steg och parallellkoppling vid olika dimensionslösa radiatorlaster q_r^* och vid olika dimensionslösa varmvatteneffekter q_{VV}^* i det teoretiska beräkningsfallet, att den primära framledningstemperaturen t_f är fixerad vid 120°C i samtliga belastningsfall. I avsnitt 10 kommer även motsvarande diagram att visas för det mera realistiska fallet, att t_f varierar med q_r^* enligt ett temperaturprogram.

De tjocka kurvorna i diagrammen avser standard-dimensioneringsförutsättningar enligt avsnitt 5, och $q_{r,0} = q_{VV,0}$. Med tunna streck har även inritats, kurvtangenter vid $q_{VV}^* = 0$ och kurvor över t_r i det teoretiska dimensioneringsfallet, att vattenvärmar-tytor t_r är oändligt stora, men dimensioneringsförutsättningar i övrigt är de samma som i standard-dimensioneringsfallet. Analytiska uttryck för kurvtangenterna redovisas i fig. 7 C i slutet av avsnitt 7.

I de båda diagrammen i fig. 6 A har varmvatteneffekten q_{VV}^* utsträckt till höga värden, eftersom det har visst teoretiskt intresse att kunna följa utvecklingen i kurvförloppen inom stora variationsområden. Det bör dock påpekas, att sådana extrema belastningsfall mycket väl kan vara praktiskt omöjliga att realisera på grund av höga primära och sekundära tryckfall. Detta gäller t ex om värmeväxlarna dimensionerats efter ett maximalt varmvattenflöde om $q_{VV}^* = 1$.

Följande observationer kan göras i anslutning till fig. 6 A:

- 1) t_r ligger generellt lägre vid 2-steg än vid parallellkoppling.

Kommentar: Den högre primära returtemperaturen vid parallellkoppling motsvaras av ett större primärflöde. Vid 2-steg behövs primärflöde till eftervärmaren endast för att åstadkomma den delen av uppvärmningen av tappvattnet som återstår efter förvärmningen, medan i fallet parallellkoppling primärflöde behövs till vattenvärmararen för att åstadkomma hela uppvärmningen från t_{KV} till t_{VV} på sekundärsidan.

Det är rimligt att detta medför större totalt primärflöde vid parallellkoppling, och så är även fallet vid alla belastningar i figuren, utom specialfallet $q_r^* = 0$, då t_r -kurvorna för de båda kopplingsvarianterna sammanfaller. Hade dimensioneringsförutsättningarna varit annorlunda, kunde t_r emellertid legat högre i 2-stegsfallet vid höga varmvattenlaster.

- 2) Vid hög radiatorlast och låg varmvattenlast inträffar övervärmning av tappvattnet till en temperatur $t'_{VV} > t_{VV}$ i fallet 2-stegskoppling.

Kommentar: Under dessa förhållanden räcker förvärmaren till för värmningen av tappvarmvattnet, och primärflödet är oförändrat vid variationer i q_{VV}^* , så länge $t'_{VV} > t_{VV}$.

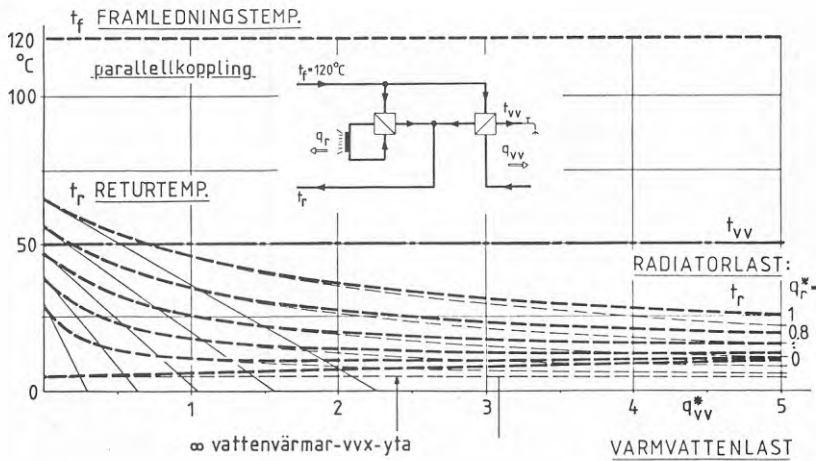
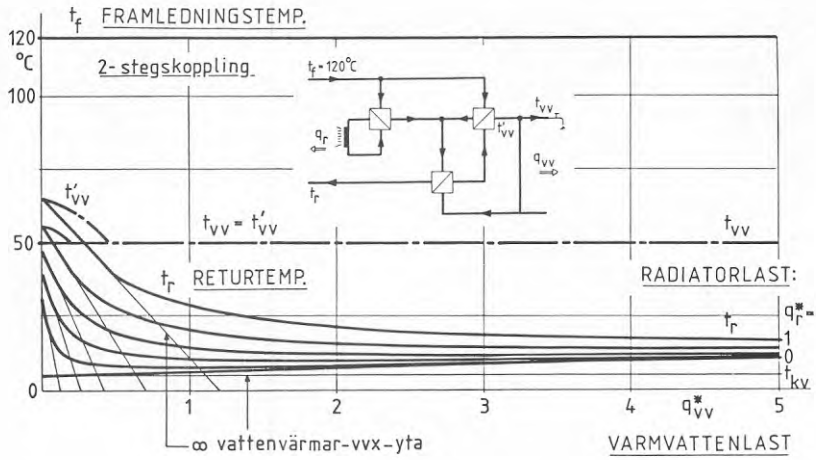


Fig. 6A

Primär returtemperatur t_r för 2-stegskoppling (övre diagrammet) och parallellkoppling (undre diagrammet) vid olika dimensionslös radiatorlast q_r^* och olika dimensionslös varmvattenlast q_{VV}^* .

Primär framledningstemperatur $t_f = 120^\circ\text{C}$ i samtliga lastfall.

Referenseffekter $q_{r,0} = q_{VV,0}$.

Tjocka kurvor: Standard-dimensioneringsfall.

Tunna kurvor: Dimensioneringsfall med oändligt stora värmeväxlar-ytor för beredning av varmvatten och tangenter till tjocka kurvor vid $q_{VV}^* = 0$.

Den förhöjda varmvattentemperaturen t'_{VV} kan ur komfort- och säkerhetssynpunkt vara oönskad, varför varmvattenkretsen kan vara försedd med en blandningsventil, där varmvattnets temperatur sänks till stipulerad temperatur t_{VV} genom inblandning av kallvatten, se systemfiguren i diagrammet.

- 3) I gränfallen: $q_r^* = 0$, alla q_{VV}^* , och: $q_{VV}^* = 0$, alla q_r^* sammanfaller returtemperaturerna t_r i de båda kopplingsfallen.

Kommentar: Detta är en enkel följd av dimensioneringsförutsättningarna.

- 4) Vid små varmvattenlaster q_{VV}^* lutar kurvorna för t_r kraftigare än vid stora laster. Vid 2-steg ser man t o m en svag uppgång i t_r vid högre q_{VV}^* och lägre q_r^* .

Kommentar: Vid mindre q_{VV}^* verkar ökad tillförsel av kallvatten till abonnentcentralen entydigt avkylande på primärvattnet, men vid större belastning av värmeväxlarna börjar ökande grädigkeiter inverka i motsatt riktning på t_r .

- 5) Förlopp av t_r i dimensioneringsfallet: oändligt stora värmeväxlarytor för tappvarmvatten:

2-steg, små q_{VV}^* : t_r sammanfaller med tangent till kurvor för t_r för standard-dimensioneringsfallet i $q_{VV}^* = 0$.

större q_{VV}^* : t_r sammanfaller med den horisontella linjen $t_{kV} = 5^{\circ}\text{C}$ (kallvattentemperaturen) fr o m skärningspunkten mellan denna linje och tangenten utgående från $q_{VV}^* = 0$.

parallellkoppling, t_r -kurvan är nästan sammanfallande med kursmå q_{VV}^* : van för standard-dimensioneringsfallet.

större q_{VV}^* : successivt större temperatursänkning jämfört med standard-dimensioneringsfallet.

Kommentar: Inom ett stort mellanområde av q_{VV}^* är skillnaden mellan t_r -kurvorna för de båda dimensioneringsfallen mycket större vid 2-steg än vid parallellkoppling. Detta innebär att det termodynamiskt sett är mer lönsamt att kosta på stora värmeväxlarytor för tappvarmvattenberedning vid 2-steg.

Övergången från linjärt och snabbt sjunkande t_r till konstant $t_r = t_{kV}$ vid 2-steg med oändligt stora för- och eftervärmorytor är ett uttryck för, att det finns en gräns för hur långt det går att utnyttja förvärmning i en viss abonnentcentral. En konsekvens härav är, att en ojämn fördelning av en total varmvatteneffekt över ett abonnentkollektiv i högre grad är ogynnsamt vid 2-steg än vid

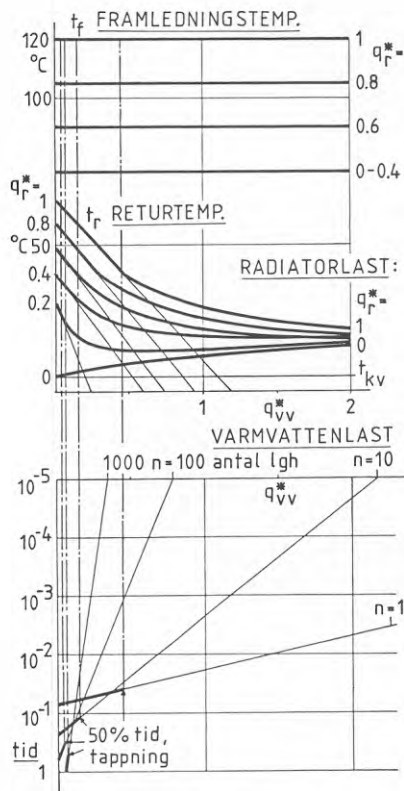


Fig. 6B

Jämförelse av primära returtemperaturer t_r med varaktighetskurvor för varmvattenlast q_{vv}^* . 2-stegskopplad abonnentcentral med standarddimensionerade värmeväxlare, referenseffekter $q_{r,0} = q_{vv,0}$.

Övre diagrammet: Primär framledningstemperatur t_f och returtemperatur t_r , då t_f varierar med radiatorlasten q_r^* enligt temperaturprogram.

Undre diagrammet: Varaktighetskurvor för varmvattenlasten q_{vv}^* med antal lägenheter n per fastighet som kurvparameter. Logaritmisk tidsaxel.

parallellkoppling.

Finns det i abonnentkollektivet i varje ögonblick ett större antal fastigheter med en varmvatteneffekt som överstiger radiatoreffekten, kan man vid 2-stegskopplade abonnentcentraler sänka blandningsreturtemperaturen från alla centraler genom att installera en utjämnande tank i varmvattenkretsen. Då kommer nämligen en större del av den totala värmeeffekten för uppvärmning av tappvatten att överföras i förvärmarna. Däremot kommer blandningsreturtemperaturen vid parallellkoppling inte att kunna påverkas nämnvärt av en sådan utjämnings tank, under förutsättning att vattenvärmarytorerna är stora, d v s att grädigheterna i vattenvärmarerna är små.

Tar man emellertid ett typiskt svenskt fjärrvärmenät, är den varmvatteneffekt som i ett visst ögonblick överförs i abonnentcentralerna normalt väsentligt mindre än radiatoreffekten för flertalet anslutna fastigheter, se fig. 6 B.

Här är det övre diagrammet av samma typ som i fig. 6 A, dock varierar den primära framledningstemperaturen t_f enligt ett typiskt temperaturprogram $t_f = t_f(q^*)$.

I det undre diagrammet har varaktighetskurvor för varmvattenlasten uppritats i en lin-log-framställning för olika n = antal lägenheter per fastighet. Den vertikala axeln är den ordnade tiden i en logaritmisk skala. Tiden = 1 kan t ex uppfattas som 1 år; då motsvarar tiden 10^{-5} 5.26 min.

Såväl det rätlinjiga förloppet av varaktighetskurvorna i lin-log-framställningen, som storleksordningen av kvoter mellan varmvatten- och radiatoreffekter i diagrammet torde återspegla realistiska storleksordningar, även om en mängd individuella faktorer (grad av isolering, boendevanor mm) spelar in i konkreta fall. Sambandet mellan nivå och lutning hos de enskilda varaktighetskurvorna bygger på normal sammanlagring enligt Svensk Byggnorm (ref. 5) och på förutsättningen, att den genomsnittliga varmvatteneffekten skall vara oberoende av n .

Såsom framgår av diskussionen av valda förutsättningar för standard-dimensioneringsfallet (avsnitt 5), kan t_r -kurvorna i första hand uppfattas som representativa inom storleksintervallet $10 < n < 100$.

Trots de reservationer som man måste göra beträffande fig. 6 B:s generella representativitet, kan man ändå göra några allmänna observationer.

I varaktighetsdiagrammet har för varje n angivits den ordnade drifttid som är hälften av den drifttid som tappningar överhuvudtaget förekommer för aktuellt n (skärning mellan varaktighetskurvan och tidsaxeln).

Man ser att för större n är huvudmängden varmvattentappningarna så små, att det inte finns någon större avvikelse mellan returtemperaturen t_r i standard-dimensioneringsfallet och vid oändligt stora för- och eftervärmarytor. Men vid små n kan avvikelsen bli stor, i synnerhet vid låga radiatorlaster.

Av detta kan man dra den allmänna slutsatsen, att vad beträffar blandnings-returtemperaturen t_r från abonnentkollektivet skulle en utjämnings-tank för tappvatten inte ha större betydelse för större fastigheter. Vid anslutning av mindre fastigheter är det inte normalt att använda 2-stegskoppling, men gör man det ändå skulle utjämnings-tank vara motiverad med hänsyn till blandnings- t_r . När det gäller fastigheter med onormalt stora varmvattenbehov, t ex hotell, kan kombinationen av 2-steg och utjämnings-tank för varmvatten vara värd att överväga, även då det är frågan om större fastigheter.

7 LASTFÖRDELNING I OLIKA BELASTNINGSFALL

I detta avsnitt studeras hur temperaturförloppen inuti kopplingsvarianterna varierar i olika belastningsfall, och hur belastningsfördelningen mellan efter- och förvärmare vid 2-steg förändras. Centralerna förutsetts vara utlagda enligt standard-dimensioneringsfallet (avsnitt 5) och, som jämförelse, då flödesexponenten för värmeövergången i värmeväxlarna förändras från $p = 0.75$ till $p = 0$, ett fall som i viss mån kan sägas spegla förhållandena vid försmutsade värmeväxlare.

Fig. 7 A och B visar tre diagram, alla uppbyggda på likartat sätt:

Till höger i diagrammen visas förlopp av primär- och sekundärtemperaturer som funktion av överförd värmeeffekt enligt den grafiska tekniken från avsnitt 3. Till vänster har temperaturer mellan värmeväxlarna ritats som funktion av dimensionslös varmvatteneffekt q_{VV}^* .

Fig. 7 A avser parallellkoppling vid maximal radiatorlast $q_r^* = 1$. Temperaturförloppet till höger gäller för specialfallet $q_r^* = 1$, medan kurvorna till vänster i figuren gäller för intervallet $0 \leq q_{VV}^* \leq 1$.

För 2-stegskoppling, fig. 7 B, har två diagram ritats, dels för $q_r^* = 1$, dels $q_r^* = 0.4$. I de båda diagrammen har temperaturförlopp ritats för två fall av varmvattenlast, dels $q_{VV}^* = 1$, dels förloppen vid dellast $q_{VV}^* = 0.4$, då flödesexponenten för värmeväxlarna $p = 0.75$. Kurvförloppen till vänster i diagrammen redovisar alla kombinationer av $0 \leq q_{VV}^* \leq 1$ och $p = 0.75$ alternativt $p = 0$.

Följande observationer kan göras utifrån denna diagramserie:

- 1) Av fig. 7 A ser man att förändringar i flödesexponenten p endast har litet inflytande på temperaturförloppet vid parallellkoppling inom det belastningsområde som figuren omfattar.

Kommentar: Detta sammanhänger med att grädigkeiten $t_{r2} - t_{kv}$ för vattenvärmaren även vid den största varmvattenlasten $q_{VV}^* = 1$ i figuren är liten. Olika variationer i grädigkeiten vid lägre q_{VV}^* och olika p inverkar således ganska litet på den totala returtemperaturen t_r efter blandning av primärflöde från radiatorväxlaren och vattenvärmaren.

Vid 2-stegskoppling (fig. 7 B) blir förhållandena principiellt olika, beroende på om returtemperaturen t_{r1} från radiatorkretsen är högre eller längre än önskad varmvattentemperatur t_{VV} .

- 2) Då $q_r^* = 1$ är $t_{r1} > t_{VV}$, och följaktligen övervärms varmvattnet till en temperatur $t'_{VV} > t_{VV}$ vid varmvattenlast q_{VV}^* under ca 0.5. Den varmvattenlast vid vilken övervärmning inträffar är något beroende av flödesexponenten p , men vid de lägre värden av q_{VV}^* , då båda värden av p ger övervärmning av varmvatten, är den totala returtemperaturen t_r oberoende av p .

Kommentar: Vid dessa lägre varmvattenlaster går det inget primärflöde till eftervärmaren, d v s det totala primärflödet m är lika med primärflödet m_1 till radiatorväxlaren.

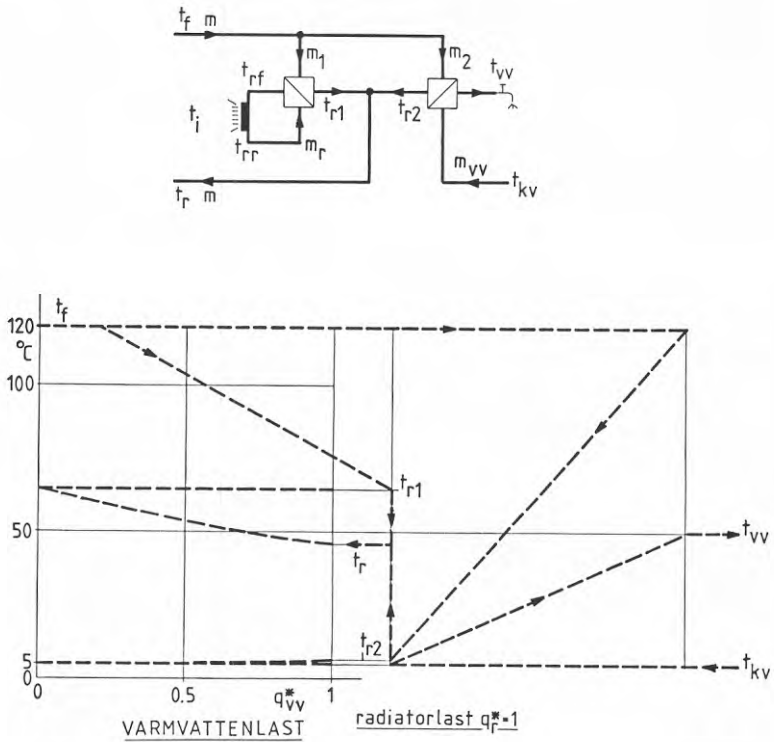


Fig. 7A

Temperaturförlopp i olika lastfall för parallellkoppling enligt standard-dimensioneringsförutsättningar, referenseffekter $q_{r,0} = q_{VV,0}$.

Figuren gäller för olika värden för flödesexponenten p (eftersom p vid parallellkoppling påverkar temperaturerna ganska litet).

Diagrammet till vänster avser alla q_{VV}^* , där $0 \leq q_{VV}^* \leq 1$.

Temperaturförloppet till höger i figuren avser det utvalda lastfallet $q_{VV}^* = 1$.

$q_r^* = 1$ överallt i figuren.

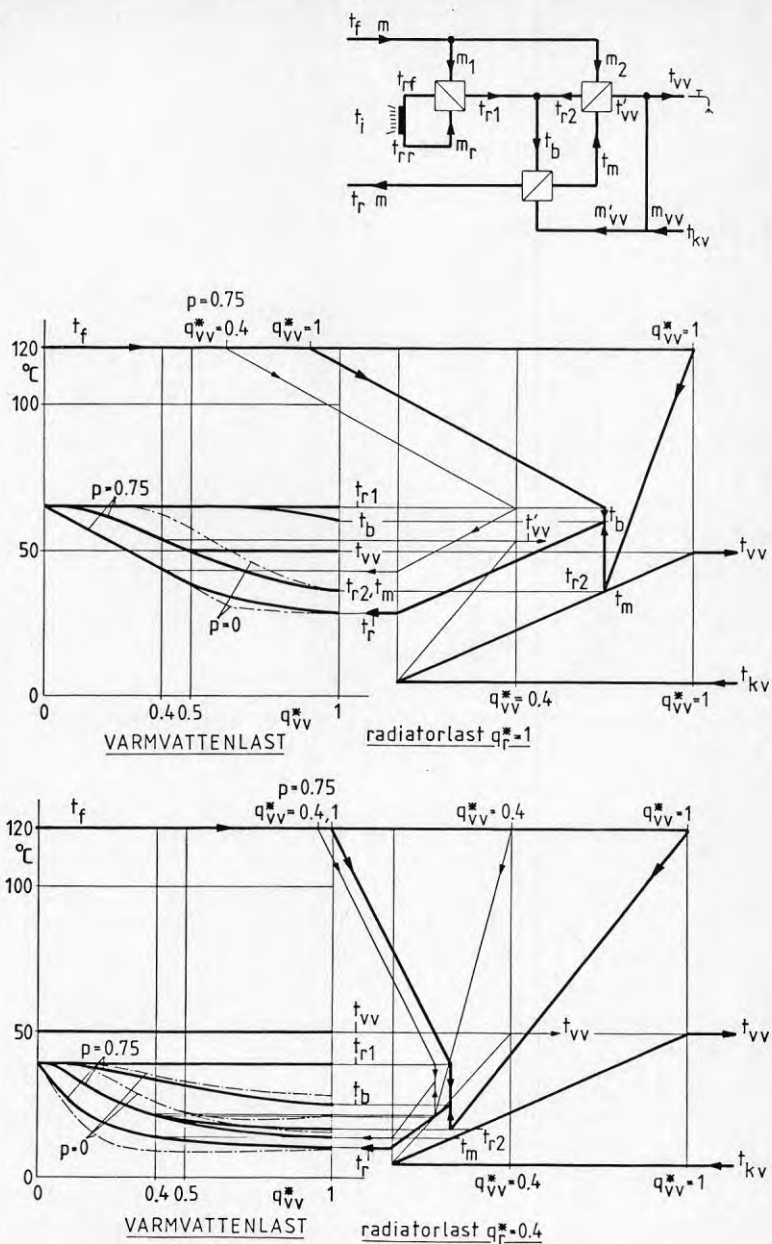


Fig. 7B

Temperaturförlopp i olika lastfall för 2-stegskoppling enligt standard-dimensioneringsförutsättningar, referenseffekter $q_{r,0} = q_{vv,0}$.

Detta primärflödes fortsatta avkylning i förvärmaren är enbart bestämt av varmvattenlastens storlek, flödesexponentens storlek spelar därvidlag ingen roll (men väl för hur stor övervärmning t'_{VV} , t_{VV} av tappvarmvattnet blir).

- 3) Då $q_r^* = 0.4$ ligger den totala returtemperaturen t_r lägre för $p = 0$ än för $p = 0.75$ vid alla varmvattenlaster.

Kommentar: Vid lägre varmvattenlast minskar flödena i för- och eftervärmare, både på primär- och sekundärsidan. Då $p = 0.75$ medför detta i sin tur mindre värmeövergångstal. Men vid $p = 0$ är värmeövergångstalen oförändrade, och den därav följande bättre värmeöverföringsförmågan för abonnentcentralen i sin helhet, jämfört med $p = 0.75$, ger bättre avkylning av primärvattnet.

- 4) Då $q_{VV}^* = 1$ är eftervärmarens grädighet $t_{r2} - t_m$ större vid dellast $q_r^* = 0.4$ än vid fullast $q_r^* = 1$.

Kommentar: Vid dellast $q_r^* = 0.4$ är eftervärmaren hårdare belastad pga lägre returtemperatur t_{r1} från radiatorväxlaren.

- 5) Den större grädigheten $t_{r2} - t_m$ för eftervärmaren vid $q_r^* = 0.4$ minskar snabbt med minskande varmvattenlast.

Kommentar: Vid minskande varmvattenlast minskar belastningen på eftervärmaren, dels därför att förvärmaren tar över en ökande del av den totala lasten, dels därför att den totala lasten minskar.

- 6) I gränsfallet $q_{VV}^* \rightarrow 0$ går grädigheten $t_{r2} - t_{kv}$ för vattenvärmaren vid parallellkoppling mot 0, och det samma är vid 2-stegskoppling fallet för eftervärmarens grädighet $t_{r2} - t_m$. Detta gäller såväl för $p = 0.75$ som för $p = 0$.

Kommentar: I specialfallet $p = 0$ är det inte förvånande att grädigheterna går mot 0, när primär- och sekundärflöden minskar utan att värmeövergångstalen försämrats.

Att grädigheterna går mot 0 även i det mera normala fallet $p = 0.75$, kan sägas vara ett uttryck för att försämringen av värmeövergångstalen vid lägre varmvattenlaster inverkar mindre kraftigt på grädigheterna än det faktum att flödena blir mindre i jämförelse med oförändrade värmeöverföringsytor.

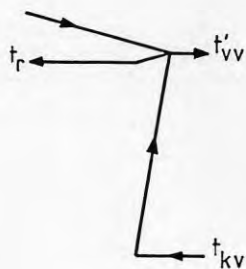
I fallet parallellkoppling är det relativt lätt att visa matematiskt att den logaritmiska medeltemperaturdifferensen för värmväxlaren går mot 0 om $p < 1$, vilket då även gäller för grädigheten.

Det asymptotiska värdet av eftervärmarens grädighet vid 2-stegskoppling är inte lika lätt att härleda matematiskt. En analytisk behandling av detta teoretiskt intressanta problem överlämnas för senare undersökningar.

2-stegskoppling, fallet $t_r \geq t_{VV}$:

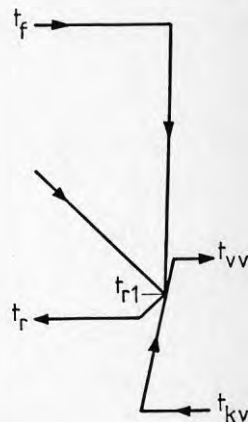
$$\frac{d(t_f - t_r)}{dq_{VV}^*} = \frac{q_{VV,0}}{q_{r,0}} \frac{t_f - t_r}{q_r^*}$$

$$\frac{d(t_f - t_r)}{dm_{VV}^*} = \frac{t'_{VV} - t_{kV}}{t_{VV} - t_{kV}} \frac{q_{VV,0}}{q_{r,0}} \frac{t_f - t_r}{q_r^*}$$



2-stegskoppling, fallet $t_r \leq t_{VV}$:

$$\frac{d(t_f - t_r)}{dq_{VV}^*} = \frac{t_{r,1} - t_{kV}}{t_{VV} - t_{kV}} \frac{q_{VV,0}}{q_{r,0}} \frac{t_f - t_r}{q_r^*}$$



Parallellkoppling:

$$\frac{d(t_f - t_r)}{dq_{VV}^*} = \frac{t_r - t_{kV}}{t_f - t_{kV}} \frac{q_{VV,0}}{q_{r,0}} \frac{t_f - t_r}{q_r^*}$$

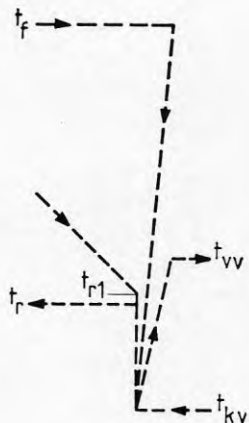


Fig. 7C

Analytiska uttryck för returtemperaturen $t_r(q_{VV}^*)$ i gränsen, då: varmvatteneffekten $q_{VV}^* \rightarrow 0$.

- 7) I fallet 2-stegskoppling förefaller åtskilliga temperaturkurvor ha horisontell tangent vid $q_{VV}^* = 0$:
 då $q_r^* = 1.0$ kurvan för den övervärmade varmvattentemperaturen t'_{VV} ,
 då $q_r^* = 0.4$ kurvorna för mellantemperaturen t_m i varmvattenkretsen, för primärtemperaturen t_{r2} och för blandningstemperaturen t_b på primärsidan.

Kommentar: Åter förefaller observationerna beträffande de asymptotiska förhållandena då $q_{VV}^* \rightarrow 0$ vara svåra att bevisa matematiskt. Men accepteras observationerna kan de utnyttjas för att härleda analytiska uttryck för den totala returtemperaturens variation med q_{VV}^* i gränsfallet $q_{VV}^* = 0$ vid parallellkoppling, 2-stegs- $_{VV}^*$ koppling $t_{r1} \geq t_{VV}$ och 2-stegskoppling $t_{r1} \leq t_{VV}$, se fig. 7 C. Dessa uttryck har utnyttjas vid ritandet av tangenter till t_r -kurvor vid $q_{VV}^* = 0$ i fig. 6 A.

8 VARIATION AV PRIMÄR FRAMLEDNINGSTEMPERATUR

Fig. 8 A visar hur varierande framledningstemperatur t_f inverkar på den totala returtemperaturen t_r vid 2-stegs- och parallellkoppling vid olika dimensionslösa radiatorlaster q_r^* och vid konstant varmvattenflöde motsvarande dimensionslös varmvatteneffekt $q_{vv}^* = 1$ i referens-belastningsfallet vid $t_f = 120^\circ\text{C}$. För två utvalda framledningstemperaturer, $t_f = 120^\circ\text{C}$ och 90°C , visas temperaturförlopp inuti abonnentcentralerna, jämte lastfördelning mellan för- och eftervärmare vid 2-steg.

Valet av $q_{vv}^* = 1$ innebär att det är frågan om en relativt stor varmvattenlast. Figuren kan uppfattas som representativ för temperaturer vid dimensionerande varmvattenlaster för ett mindre flerbostadshus med ca 30 lägenheter dimensionerade enligt standard-dimensioneringsföresättningar (avsnitt 5).

Följande observationer kan göras i anslutning till fig. 8 A:

- 1) Vid alla radiatorlaster medför lägre primär framledningstemperatur t_f att den totala returtemperaturen t_r går upp, såväl vid 2-steg som vid parallellkoppling.

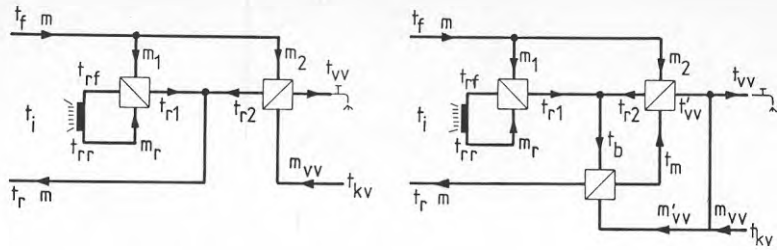
Kommentar: Mindre temperaturdifferenser $t_f - t_{vv}$ och $t_f - t_{rf}$ mellan primär framledningstemperatur t_f och utgående temperaturer i varmvatten- respektive radiatorkrets fordrar större temperaturdifferenser $t_r - t_{kv}$ respektive $\theta = t_r - t_{rr}$ vid oförändrad radiatorlast q_r^* och oförändrat varmvattenflöde m_{vv} .

- 2) Vid 2-steg medför lägre t_f att lastfördelningen mellan för- och eftervärmaren förskjuts mot större belastning av förvärmaren. Vid tillräckligt låg t_f , bl a $t_f = 90^\circ\text{C}$ vid $q_r^* = 1$, tar förvärmaren över hela värmeöverföringen, och varmvattnet övervärms, såsom vid låg varmvattenlast och hög radiatorlast (se avsnitt 6).

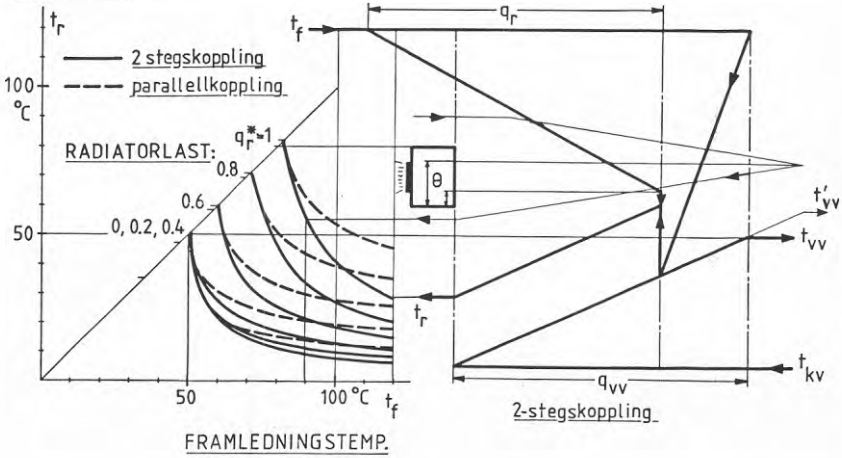
Kommentar: Den högre returtemperaturen t_r vid lägre framledningstemperatur t_f innebär att differensen $t_r - t_{kv}$ ökar, vilken är den ena av de båda temperaturdifferenserna ingående i logaritmisk medeltemperatur-differens för förvärmaren. Samtidigt minskar temperaturdifferensen $t_f - t_{vv}$ (så länge varmvattnet inte övervärms), ingående i logaritmisk medeltemperatur-differens för eftervärmaren.

- 3) Lägre framledningstemperatur t_f medför större grädighet θ för radiatorväxlaren.

Kommentar: Mindre temperaturdifferens $t_f - t_{rf}$ medför att den andra temperaturdifferensen, $\theta = t_{r1} - t_{rr}$, ingående i logaritmisk medeltemperatur-differens för radiatorväxlaren, måste öka. Ökningen av θ blir desto mindre ju mer värmeövergångstalet på primärsidan varierar med flödet, eftersom primärflödet ökar vid lägre t_f .



RETURTEMP.



FRAMLEDNINGSTEMP.

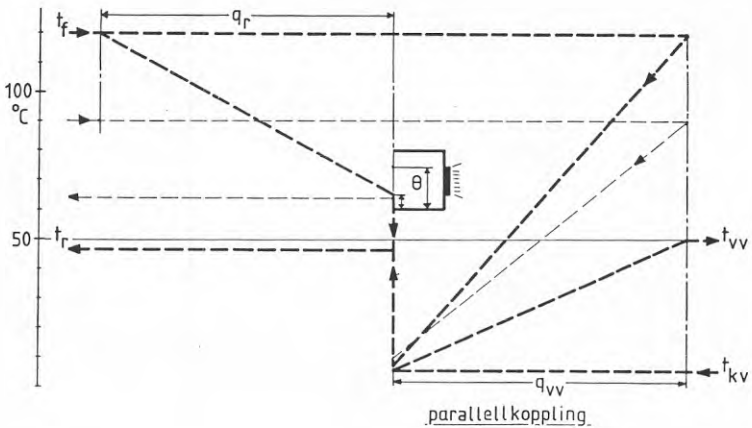


Fig. 8A Konsekvenser av olika primär framledningstemperatur t_f vid konstant flöde i tappvattenkretsen, $m_{VV}^* = 1$ ($q_{VV}^* = 1$, utom vid övervärmning av varmvatten).
Parallell- och 2-stegskoppling enligt standard-dimensionering, referenseffekter $q_{r,0} = q_{VV,0}$.

Den större grädigkeiten θ för radiatorväxlaren höjer primärvattnets temperatur t_b vid inloppet till förvärmaren vid 2-steg, ett förhållande som är ytterligare en förklaring till den under 2) påtalade lastförskjutningen.

- 4) För varje radiatorlast q_r^* finns det en lägsta framledningstemperatur t_f som inte kan underskridas. Vid högre radiatorlast ligger denna primära gränstemperatur något över framledningstemperaturen t_{rf} i radiatorkretsen. Vid lägre radiatorlast ligger det lägsta gränsvärdet för t_f lite över varmvattentemperaturen t_{vv} .

Kommentar: Dessa teoretiska gränfall ligger på linjen $t_f = t_r$ som utgår från origo i diagrammet uppe till vänster i fig. 8 A. Gränfallen är inte praktiskt realisabla, eftersom de innebär ett oändligt stort primärflöde m.

För varje radiatorlast q_r^* är gränstemperaturen $t_f = t_r$ den samma för 2-steg och parallellkoppling.

I gränsfallet är primärsidans värmeövergångstal oändligt stort, både i radiatorväxlaren och i värmeväxlarna för varmvatten. Utgående från detta faktum kan man för vardera av radiator- och varmvattenkretsarna beräkna en gränstemperatur för t_f . Den lägsta av dessa båda gränstemperaturer blir lika med den för aktuell radiatorlast gällande gränstemperaturen för hela abonnentcentralen.

- 5) För given radiatorlast q_r^* minskar skillnaden i primär returtemperatur t_r för 2-steg och parallellkoppling vid lägre t_f .

Kommentar: Den mindre skillnaden i t_r kan förklaras med det ovan påtalade förhållandet, att de båda t_r i gränsfallet $t_f = t_r$ sammanfaller för de båda kopplingsvarianterna.

Det större primärflödet vid lägre t_f kyls mindre vid given radiator- och varmvattenlast, och därför minskar inverkan av förvärmning vid 2-steg på den primära returtemperaturen.

Ändrade framlednings- och returtemperaturer i ett fjärrvärmenät har konsekvenser för godhetstalen hos temperaturkänsliga värmeproduktionsanläggningar, t ex mottrycks-kraftvärmeverk och värmepumpar, se fig. 8 B. Finns sådana anläggningar inkopplade på såväl fram- som returledningen medför det faktum, att returtemperaturen från en abonnentcentral går upp vid en sänkning av framledningstemperaturen, ett avvägningsproblem vid val av lämpligt temperaturprogram för nätet.

I fig. 8 B är en stor värmepump, ett mottrycks-kraftvärmeverk och en spetslastpanna kopplade i serie i en produktionscentral. Värmepumpen kan sägas vara inkopplad på returledningen, mottrycksverket

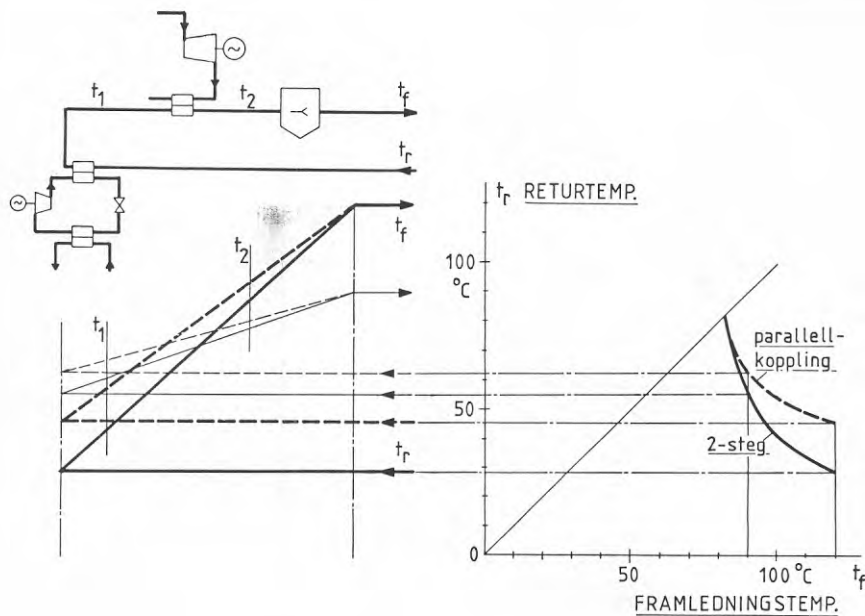


Fig. 8B

Inverkan av förhöjd returtemperatur t_r vid sänkt framledningstemperatur t_f på olika produktionsanläggningar vid extrema belastningsförhållanden i fjärrvärmenätet.

Mellantemperaturerna t_1 och t_2 bestämmer godhetstalen för värmepumpen och mottrycksverket.

Kurvor för t_r som funktion av t_f till höger i figuren är tagna från fig. 8A och avser belastningsfallet:

$$\begin{aligned} \text{dimensionslös radiatorlast } q_r^* &= 1 \\ \text{dimensionslöst tappvattenflöde } m_{VV}^* &= 1 \end{aligned}$$

Figuren avser det extrema och idealiserade fallet att samtliga abonnentcentraler i fjärrvärmenätet belastas med samma höga varmvattenlast.

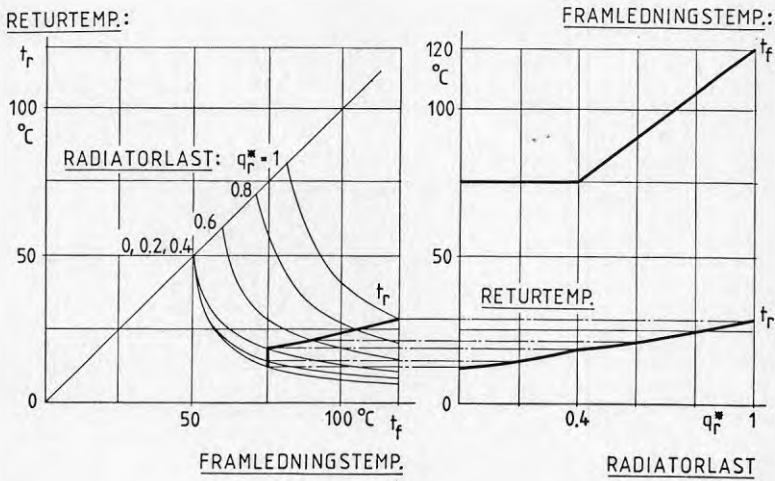


Fig. 8C

Konstruktion av primär returtemperatur $t_r(q_r^*)$ som funktion av radiatorlasten utifrån givet temperaturprogram $t_f(q_r^*)$ för den primära framledningstemperaturen.

Kurvor för $t_r(t_f, q_r^*)$ är tagna från fig. 8A.

på framledningen. Eftersom det är frågan om 1-steps uppvärmning av fjärrvärmevattnet i båda kretsprocesser, är det mellantemperaturerna t_1 och t_2 som är avgörande för processernas godhetstal. Således bestäms t_1 värmefaktorn för värmepumpen, t_2 elverkningsgraden för mottrycksverket.

I det visade exemplet på sänkning av framledningstemperaturen från 120 till 90°C får man, både vid 2-steps- och parallellkoppling, en sänkning av t_2 och en höjning av t_1 . Huruvida detta ger en nettoförbättring eller nettoförsämring av driftsekonomin, kunde t ex undersökas genom att beräkna förändringen i skillnaden mellan utvunnen el-effekt från kraftvärmeverket och tillförd el-effekt till värmepumpen, med korrektion för förändringar i övriga el-effekter till och från systemet (bl a el-effekt till nätets cirkulationspump). Man inser att det för varje belastningssituation i fjärrvärmenätet måste finnas en optimal framledningstemperatur t_f där denna netto-el-effekt är maximal och oförändrad vid en infinitesimal förändring av t_f .

Fig. 8 B utgör en kraftig förenkling av verkligheten, bl a förutsätts att alla abonnentcentraler är lika, och att de är belastade lika. Dessutom har extrema belastningsförhållanden antagits i abonnentcentralerna, detta för att variationerna i temperaturerna vid produktionsanläggningarna skall bli tydliga. I ett genomsnittligt driftfall för ett typiskt fjärrvärmesystem blir skillnaden i t_f mellan 2-steps- och parallellkoppling mycket mindre, mätt som blandningstemperaturerna vid produktionscentralen; även om varmvattenlasten i ett visst ögonblick kan vara stor i några abonnentcentraler, är den normalt liten i de flesta övriga centraler i nätet.

I fig. 8 A finns alla kombinationer av primär framledningstemperatur t_f och radiatorlast q_r^* redovisade inom ett variationsområde. I ett fjärrvärmesystem finns normalt en reglerkurva för framledningstemperaturen, d v s ett samband mellan t_f och q_r^* . I fig. 8 C har en sådan reglerkurva lagts in i ett $t_f - t_r$ diagram, varvid sambandet mellan t_r och q_r^* vid förutsatt reglerkurva kan härledas. I avsnitt 10 återkommer vi till en mera systematisk genomgång av driftkarakteristikor vid reglerprogram för den primära framledningstemperaturen.

9 OLIKA IDEALISERADE FALL AV LÅGTEMPERATURDRIFT

I detta avsnitt visas en serie typfall som skall belysa hur olika sätt att införa lågtemperaturdrift kan inverka på primärvattnets avkylning vid 2-stegs- och parallellkoppling. För enkelhetens skull förutsätts värmeväxlarytorna i abonnentcentralen vara oändligt stora, varvid inga grädigkeiter uppträder. Som vi tidigare sett kan varierande grädigkeiter väsentligt inverka på den primära returtemperaturen, i synnerhet vid större specifika belastningar på värmeväxlarna.

Fig. 9 visar ett utgångsfall och 3 olika sätt att ha lågtemperaturdrift för samma fastighet vid samma utelufttemperatur och samma varmvattenlast. Till vänster har temperaturförlopp i abonnentcentralen uppritats, som vanligt heldraget för 2-steg och streckat för parallellkoppling. Total primär returtemperatur för de 4 driftfallen har markerats med bokstäverna A-D.

Till höger i figuren har de lätt krökta kurvorna för radiatorframlednings- och returtemperaturen som funktion av radiatorlasten uppritats för ett 80-60°C-system och för ett något godtyckligt valt lågtemperatursystem med större total radiatoryta.

De enskilda fallen kan kommenteras på följande sätt:

- A) Den totala primära returtemperaturen t_r är som vanligt lägre för 2-steg än för parallellkoppling. På grund av att radiatorväxlarens grädigkeiter är noll, är den primära returtemperaturen t_{r1} för radiatorkretsen lika med den sekundära returtemperaturen t_{r2} i samma krets. Denna temperatur bestämmer lastfördelningen mellan för- och eftervärmare vid 2-steg.
- B) Här har större total radiatoryta förutsatts, varvid den primära returtemperaturen t_{r1} blir lägre vid samma radiatorlast. Skillnaden mellan total returtemperatur t_r vid 2-steg och parallellkoppling är aningen mindre än i fall A.
- C) Här är ett fall där samma lägre primär returtemperatur t_{r1} råder som i fall B, men där detta uppnåtts, inte genom större radiatoryta, utan genom tilläggsisolering av byggnaden (med åtföljande mindre radiatorlast vid samma utelufttemperatur). Skillnaden i t_r mellan 2-steg och parallellkoppling har nu ökat i jämförelse med fall A.

Fall C återkommer i avsnitt 10 som ett specialfall i fig.10.B.3 (kommentar 7).

- D) I detta tredje lågtemperaturfall har större total radiatoryta kombinerats med lägre primär framledningstemperatur. Skillnaden mellan t_r vid 2-stegs- och parallellkoppling har nu minskat avsevärt i jämförelse med fall A, i överensstämmelse med avsnitt 8.

Jämförelsen mellan de olika fallen av lågtemperatur visar, att införande av lågtemperatur kan antingen öka eller minska skillna-

A utgångsfall

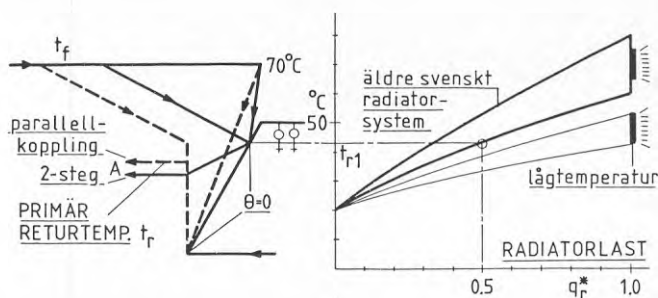
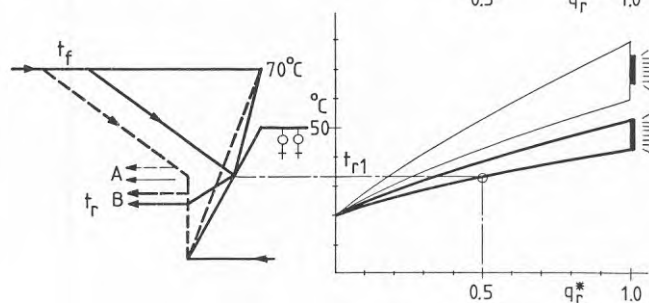
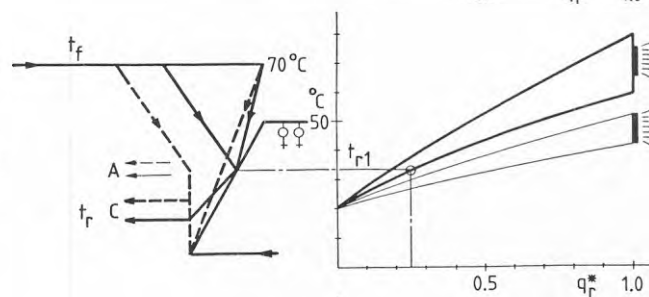
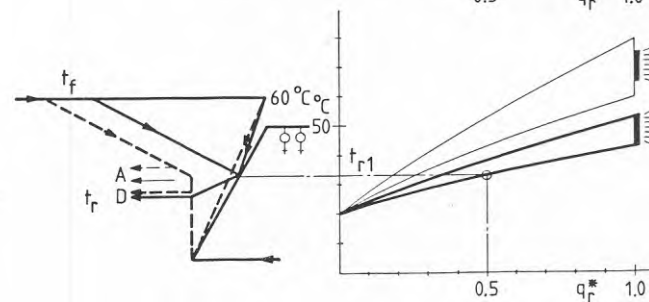
B
lågtemperatur-
radiatorsystem
- större total
radiatorytaC
minskat värme-
behov för byggnad
- tilläggs-
isolering mmD
lågtemperatur i
såväl fjärrvärme-
som radiator-
system

Fig. 9 Inverkan av lågtemperatur i radiator- och fjärrvärmesystem på den primära returtemperaturen t_r vid 2-stegs- och parallellkoppling, olika typer av lågtemperatur.

I samtliga fyra belastningsfall är varmvattentemperaturen t_v och varmvattenflödet m_{vv} oförändrade. Värmeväxларыtor för vatten-
värmare är oändligt stora.

den mellan primär returtemperatur t_r för 2-steps- och parallellkoppling, beroende på hur lågtemperatur realiseras. Hänsynstagande till grädigkeiter för värmväxlare och varierande varmvattenlast, förutom sänkt varmvattentemperatur, är ytterligare faktorer som bör kartläggas, innan man kan uttala sig generellt om jämförelsen mellan 2-steg och parallellkoppling vid lågtemperaturdrift.

10 SYSTEMATISK VARIATION AV BELASTNING MED OCH UTAN
TEMPERATURPROGRAM FÖR PRIMÄR FRAMLEDNINGSTEMPERATUR

I detta avsnitt visas en serie diagram där radiator- och varmvattenlasten varierats systematiskt, och där den primära framledningstemperaturen dels hållits konstant, dels varierats enligt ett temperaturprogram $t_f = t_f(q_r^*)$. Abonnentcentralerna är som i de tidigare avsnitten förutsatta att vara utlagda enligt standard-dimensioneringsfallen (avsnitt 5). För systematikens skull återfinns kurvorna över t_r från fig. 6 A i figurserien i detta avsnitt, men med ett mindre variationsområde för varmvattenlasten q_{VV}^* .

I fig. 10 A.1, A.2, A.3, B.1, B.2 och B.3 är den primära framledningstemperaturen t_f fixerad till 120°C vid alla radiator- och varmvattenlaster.

I fig. 10 C.1, C.2, C.3, D.1, D.2 och D.3 visas driftkaraktärstikor för det mera vanliga fallet att den primära framledningstemperaturen varierar med radiatorlasten. Det valda förloppet med konstant sommartemperatur kan sägas vara typiskt för genomsnittlig fjärrvärmedrift enligt äldre svensk praxis. "Knäckpunkten" mellan de båda räta linjerna ligger vid en relativt låg radiatorlast, och den konstanta sommartemperaturen är inte särskilt låg, d v s driftförhållandena är ganska lindriga för abonnentcentralerna.

Figurserien är så uppbyggd att temperaturer visas i diagram till vänster och dimensionslösa primärflöden i diagram till höger. I fig. 10 A.1, A.2, A.3, C.1, C.2 och C.3 är abscissan den dimensionslösa radiator-effekten q_r^* , kurvparameter är den dimensionslösa varmvatteneffekten q_{VV}^* . I fig. 10 B.1, B.2, B.3, D.1, D.2 och D.3 har de båda variablerna bytt roll.

Längst ner till vänster på varje diagramsida visas skillnaden Δt_r mellan primär returtemperatur t_r för parallellkoppling och 2-steg enligt de båda diagrammen ovanför. I diagrammen till höger visas, längst uppe det dimensionslösa primärflödet m^* för fallet 2-steg, därunder för fallet parallellkoppling. I båda fallen definieras det dimensionslösa massflödet som kvoten mellan aktuellt massflöde och massflödet i referensfallet för kopplingsvarianten ifråga; i referensfallet blir därför $m^* = 1$ för båda kopplingsvarianterna. I diagrammen längst ner till höger på varje diagramsida upprepas kurvorna över m^* för 2-steg från figuren längst uppe; dessutom är inritade kurvor för parallellkoppling enligt definitionen:

$$\frac{m_{\text{parallell}}}{m_{\text{2-steg},0}}$$

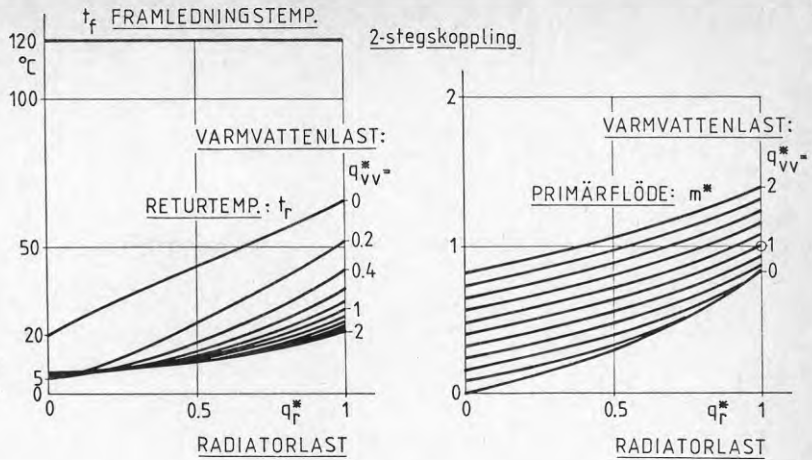


Fig. 10 A.1

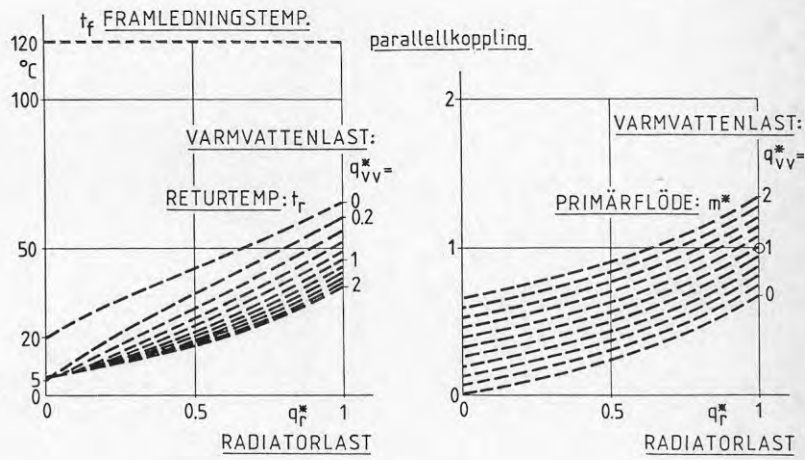


Fig. 10 A.2

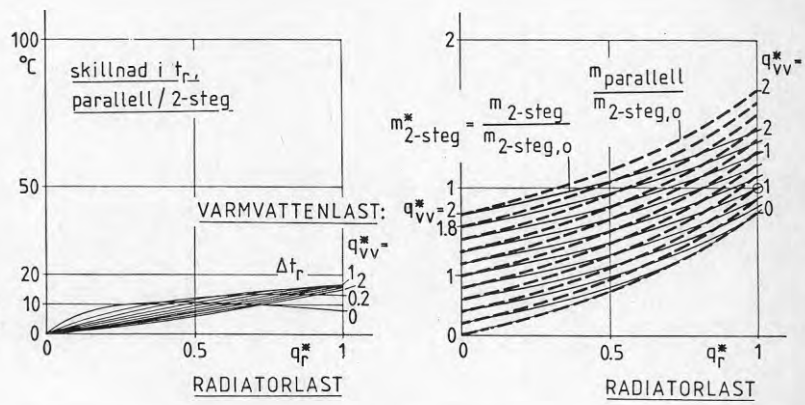


Fig. 10 A.3

Fig. 10 A.1 - 3: Konstant primär framledningstemperatur t_f ,
 abscissan = dimensionslös radiatorlast q_r^* .
 Standard-dimensionering av värmeväxlare,
 referenseffekter $q_{r,0} = q_{VV,0}$.

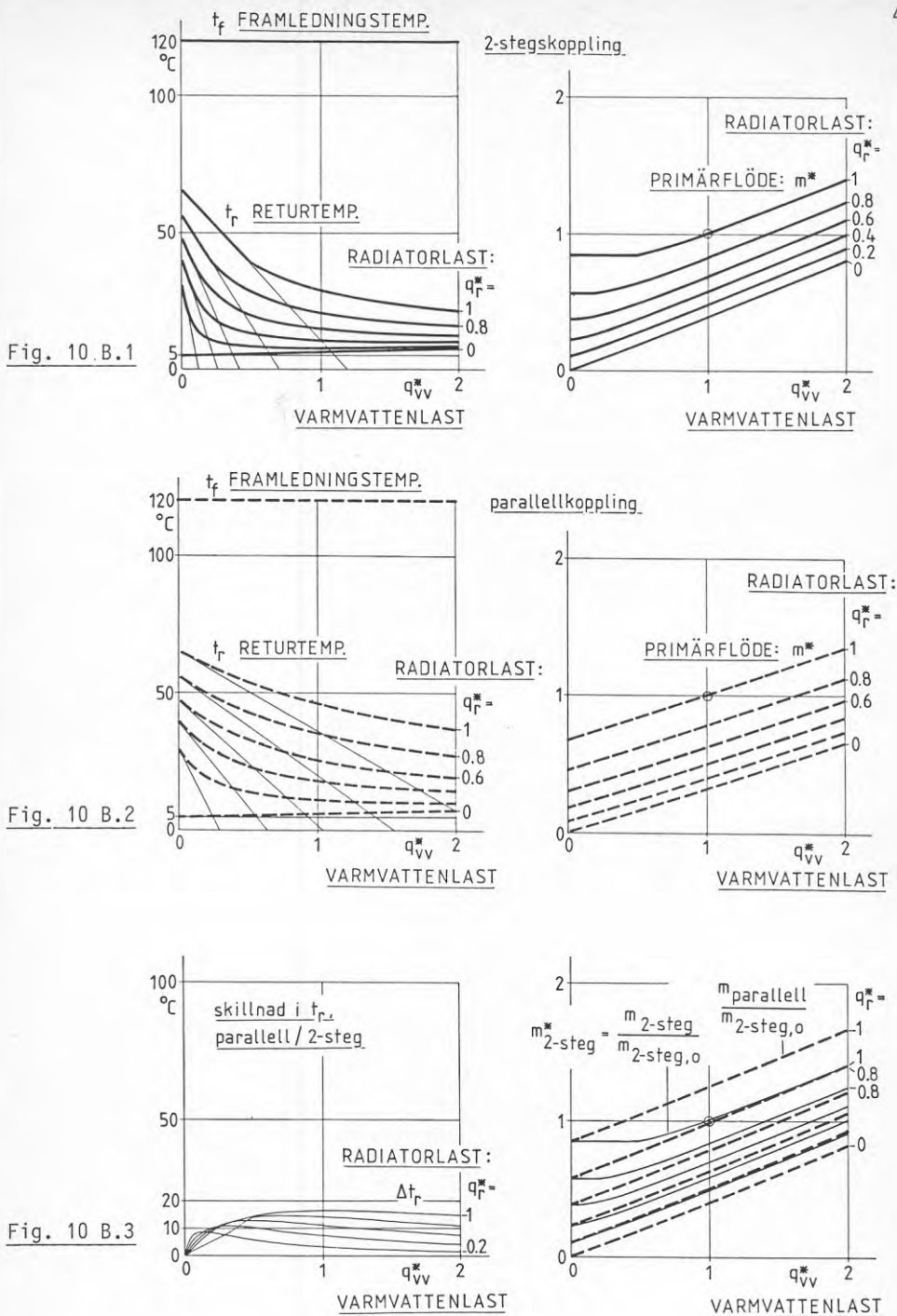


Fig. 10 B.1 - 3: Konstant primär framledningstemperatur t_f ,
 abscissan = dimensionslös varmvattenlast q_{VV}^* .
 Standard-dimensionering av värmväxlare,
 referenseffekter $q_{r,0} = q_{VV,0}$.

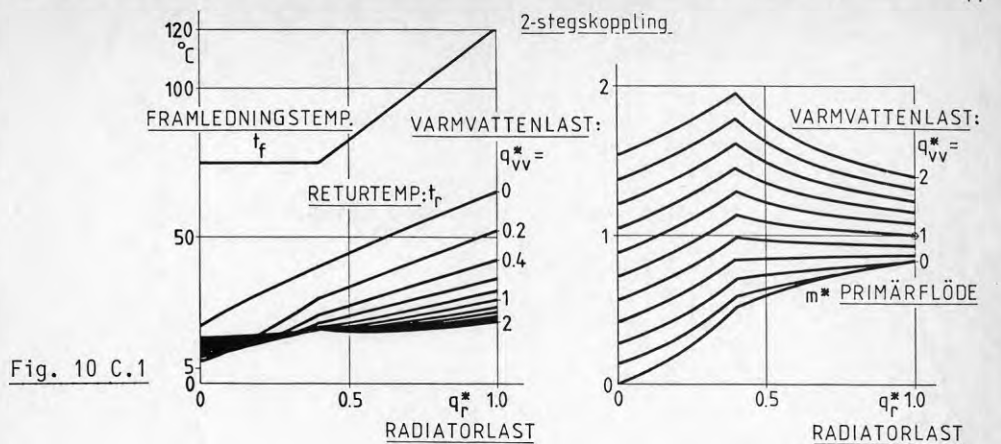


Fig. 10 C.1

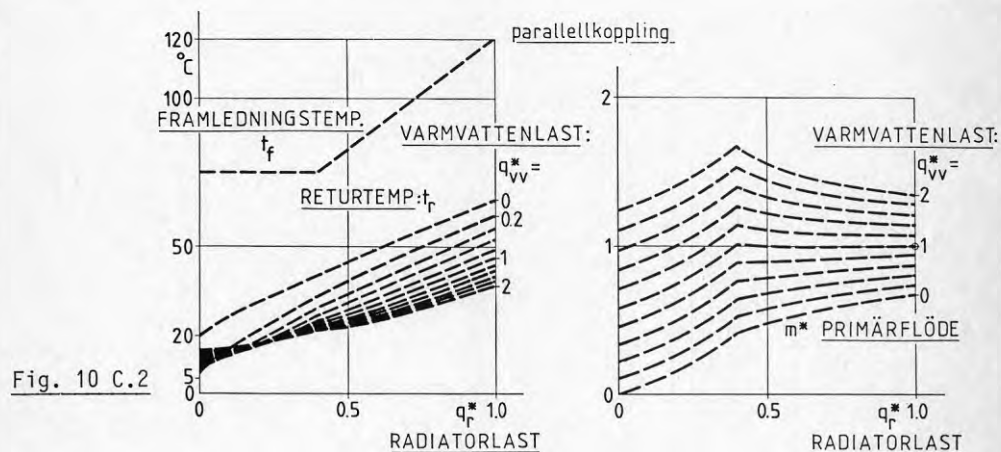


Fig. 10 C.2

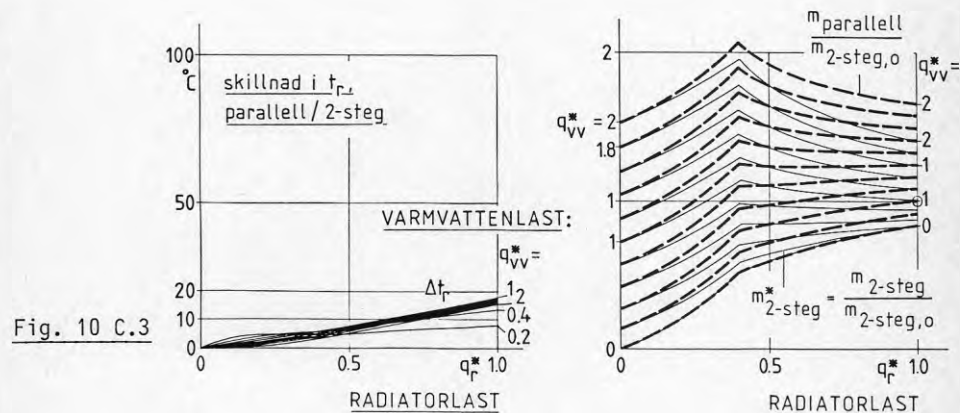


Fig. 10 C.3

Fig. 10 C.1 - 3: Primär framledningstemperatur enligt temperaturprogram $t_f = t_f(q_r^*)$, abscissan = dimensionslös radiatorlast q_r^* .

Standard-dimensionering av värmväxlare, referenseffekter $q_{r,0} = q_{vv,0}$.

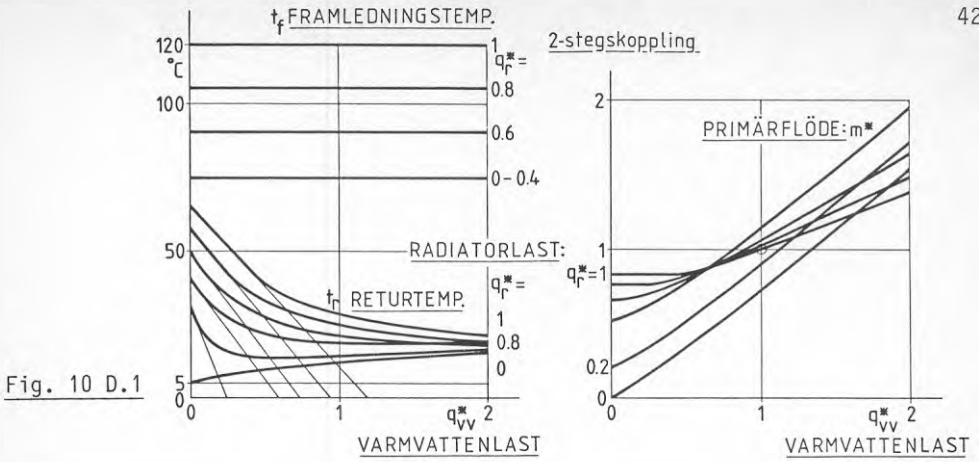


Fig. 10 D.1

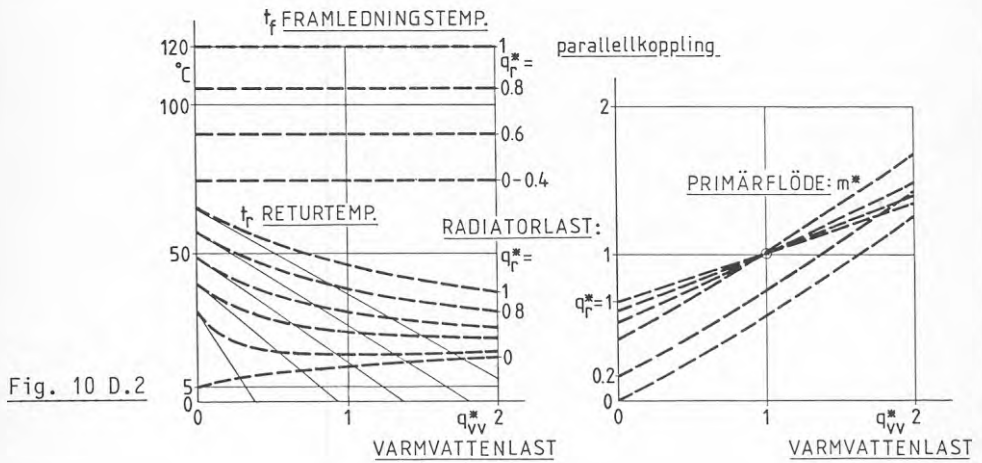


Fig. 10 D.2

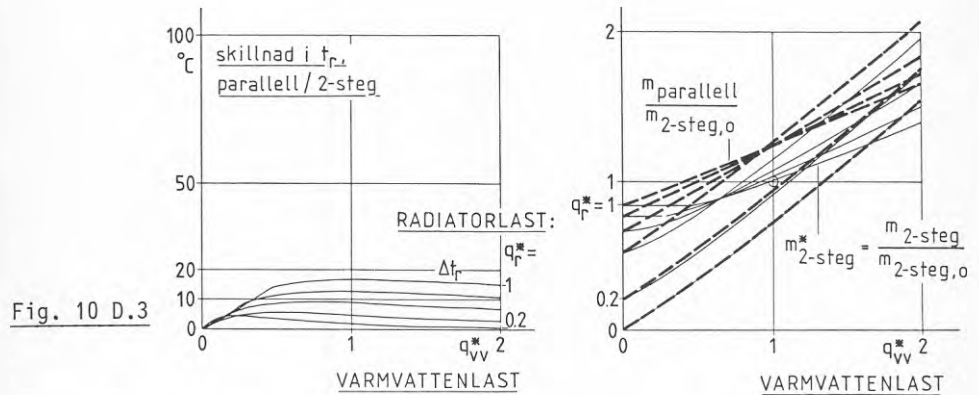


Fig. 10 D.3

Fig. 10 D.1 - 3: Primär framledningstemperatur enligt temperaturprogram $t_f = t_f(q_{VV}^*)$, abscissan = dimensionslös varmvattenlast q_{VV}^* . Standard-dimensionering av värmeväxlare, referenseffekter $q_{r,0} = q_{VV,0}$.

Denna dimensionslösa storhet är direkt jämförbar med m^* -steg i figuren. Vid $q_{VV}^* = 0$ antar de båda dimensionslösa storheterna i figuren samma värde - de absoluta massflödena är lika stora även de.

I figurserien kan ett stort antal observationer göras, bl a följande:

1) I fig. 10 C.1, C.2, C.3 (m^*):

Kurvorna har en knäckpunkt vid samma q_r^* som t_f har knäckpunkt. Vid högre q_{VV}^* är knäckpunkten för m^* dessutom maximum.

Kommentar: Det primära massflödet m^* ökar inte entydigt med radiatorlasten. Detta kan bl a ha den i fjärrvärmebranschen välkända konsekvensen, att servisledningarna måste dimensioneras efter, inte det maximala flödet vid lägsta utelufttemperatur, utan efter det maximala flödet vid knäckpunkten.

Den hårda flödesbelastningen vid knäckpunkten innebär att man måste ifrågasätta det lämpliga i att ha en skarp knäckpunkt. I ref. 10 visades att en mjuk övergång är väsentligt bättre.

2) Jämförelse av fig. 10 D.1, D.2, D.3 (m^*) med fig. 10 B.1, B.2, B.3 (m^*): I fig. 10 D korsar kurvorna varandra, det gör de inte i fig. 10 B.

3) Fig. 10 B.3 (m^*):

Vid höga radiatorlast och små q_{VV}^* är primärflödet konstant i 2-stegsfallet, medan primärflödet ökar monotont med q_{VV}^* vid parallellkoppling.

Kommentar: Det konstanta primärflödet vid 2-steg sammanhänger med att eftervärmaren här inte tillförs något primärflöde.

4) Jämförelse av fig. 10 B.1 (t_r) med fig. 10 D.1 (t_r) och av fig. 10 B.2 (t_r) med fig. 10 D.2 (t_r):

Vid maximal radiatorlast fås samma förlopp av t_r i fallet temperaturprogram för t_f och i fallet konstant t_f . Men vid lägre radiatorlast lutar t_r mindre vid små q_{VV}^* i fallet temperaturprogram för t_f .

Kommentar: I fallet temperaturprogram för t_f är t_f generellt lägre än då t_f hålls konstant vid 120°C. Då blir primärflödet större, och dess avkylning i abonnentcentralerna minskar.

5) Jämförelse av fig. 10 C.1 (t_r) med fig. 10 C.2 (t_r):

Vid stora varmvatteneffekter q_{VV}^* ökar t_r kraftigare med radiatorlasten q_r^* i fallet parallellkoppling än vid 2-steg.

Kommentar: Det är frågan om den totala effekten av tre tendenser: Generellt tenderar såväl större q_r^* , större q_{VV}^* som högre t_f alla att öka fördelen med 2-steg i form av större avkylning av primärvattnet.

- 6) Fig. 10 A.3, C.3, skillnad i t_r :
Fördelen med 2-steg ökar generellt med stigande q_r^* . Vid lägre radiatorlaster är skillnaden mellan 2-steg och parallellkoppling tämligen liten i fallet temperaturprogram för t_f .
- 7) Fig. 10 B.3, skillnad i t_r :
Vid små q_{VV}^* minskar skillnaden i t_r med ökande q_r^* , vid större q_{VV}^* är det tvärtom.

Kommentar: Vid ökande q_r^* blir primärflödet till radiatorväxlaren större. Så länge q_{VV}^* är liten innebär detta att ett större primärflöde genom förvärmaren vid 2-steg kyls mindre, och att skillnaden i t_r mellan 2-steg och parallellkoppling därför blir mindre. När q_{VV}^* blir tillräckligt stor äger detta enkla resonemang inte längre giltighet, eftersom temperaturförhållandena kommer att kompliceras av ökande grädigheter i värmeväxlare.

Fallet då q_{VV}^* är liten, och grädigheterna är försumbara är detta samma som vi studerat i avsnitt 9 (Fall C fig. 9).

Det observerade, högst olinjära sambandet mellan q_r^* , q_{VV}^* och skillnad mellan t_r i 2-stegs- och parallellkopplingsfallet innebär att det är svårt att generellt uttala sig om huruvida lägre radiatortemperaturer till följd av tilläggsisolering mm i fjärrvärmeanslutna fastigheter innebär att den termodynamiska fördelen med 2-steg minskar eller ökar: Vid små q_{VV}^* ökar fördelen, vid större q_{VV}^* minskar fördelen.

- 8) Fig. 10 D.3, skillnad i t_r :
Vid små q_{VV}^* varierar skillnaden i t_r mellan 2-steg och parallellkoppling väsentligt mindre än i fig. 10 B.3.

Kommentar: Vid större q_r^* ökar här t_f enligt temperaturprogrammet, vilket motverkar den ovan påtalade ökningen av primärflödet till radiatorväxlaren vid konstant t_f .

11 RESULTATDISKUSSION

Vid jämförelse av 2-stegs- och parallellkoppling ur termodynamisk synpunkt finns det åtskilliga kriterier som är relevanta att beakta, eftersom skillnader i primär returtemperatur och i primärflöde har konsekvenser, dels för godhetstalen hos produktionsanläggningarna, dels för dimensioneringen av servis- och fördelningar i nätet.

Returtemperaturen vid central produktionsanläggning

I anslutning till fig. 8 A har tidigare diskuterats hur variationer i framlednings- och returtemperatur vid en central produktionsanläggning kan påverka termodynamiska godhetstal för ett mottrycksverk och en stor värmepump.

Den returtemperatur t_r som fås vid en sådan anläggning är resultatet av en sammanlagring av returflöden från nätet alla abonnentcentraler och är således inte underkastad lika kraftiga variationer som de individuella returflödena.

Som utgångspunkt kan man studera vilka skillnader det finns i t_r mellan 2-steg och parallellkoppling vid genomsnittlig varmvatteneffekt. Se fig. 11 A, där tidigare visade kurvor över t_r upprepats för standard-dimensioneringsfallet och antaget temperaturprogram för t_r enligt fig. 10 C, och där en vertikal linje inritats för en genomsnittlig varmvatteneffekt $q_{vv}^* = 0.1$, samt t_{ex} kan föreligga om utnyttjningstiden för radiator-effekten är 2500 h/a, och energibehovet för varmvatten utgör 35% av energibehovet för uppvärmning.

Som syns är skillnaden i t_r mellan kopplingsalternativen 0 - 3°C, beroende på radiatorlastens storlek, motsvarande några få procents skillnad i fjärrvärmeflödet. I verkligheten är den genomsnittliga skillnaden i t_r vid en central produktionsanläggning ännu något mindre, på grund av den mycket ojämna fördelningen av varmvatteneffekten över abonnentkollektivet, se fig. 6 B. Såsom framhållits i avsnitt 6 medför nämligen den ojämna fördelningen en större höjning av blandnings-returtemperaturen vid 2-steg än vid parallellkoppling.

Ä andra sidan är den sammanlagrade varmvatteneffekten i ett fjärrvärmesystem underkastad både systematiska och slumpmässiga variationer, så att skillnaden i t_r vid den centrala produktionsanläggningen tidvis kan bli väsentligt större än den skillnad som genomsnittlig varmvatteneffekt ger.

Således finns som bekant en tendens att hushållens varmvattenförbrukning är störst morgon och kväll, mindre mitt på dagen och låg på natten. Den extra sänkningen av t_r morgon och kväll kan vid 2-steg komma värmefaktorn för en central värmepump till godo, vilket är välkommet eftersom det inträffar vid ungefär samma tiden som det finns spetsbelastning på el-nätet.

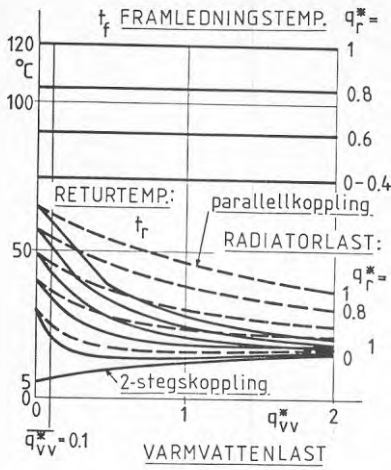


Fig. 11
Primär returtemperatur t_r för 2-stegs- och parallellkoppling vid temperaturprogram $t_f = t_f(q_r^*)$.
Typisk genomsnittlig varmvattenlast \bar{q}_{VV}^* inritad.

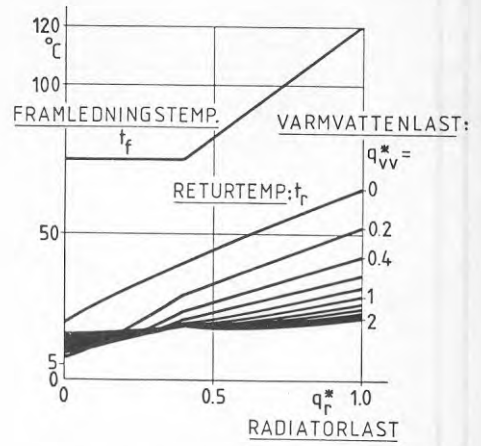


Fig. 10 C.1
2-stegskoppling, temperaturprogram för framlednings-temperaturen $t_f = t_f(q_r^*)$.

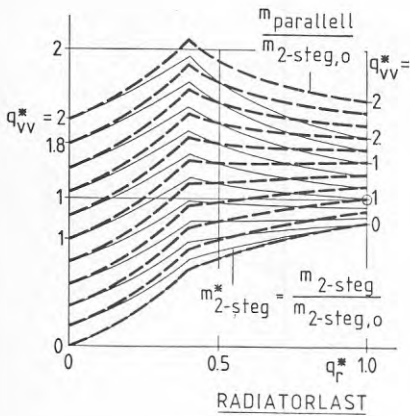


Fig. 10 C.3
Kurvor för dimensionslösa primära massflöden, 2-stegs- och parallellkoppling vid temperaturprogram $t_f = t_f(q_r^*)$.
Abscissa: dimensionslös radiatoreffekt q_r^* .

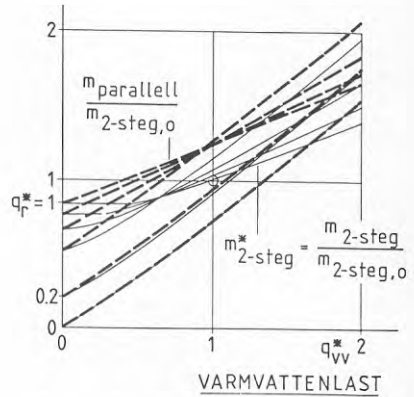


Fig. 10 D.3
Kurvor för dimensionslösa primära massflöden, 2-stegs- och parallellkoppling vid temperaturprogram $t_f = t_f(q_r^*)$.
Abscissa: dimensionslös varmvatteneffekt q_{VV}^* .

När det gäller betraktelser över skillnader i dimensionering av huvudfördelningsledningar vid 2-stegs- eller parallellkopplade abonnentcentraler, måste man utöver den systematiska variationen i sammanlagrad varmvatteneffekt ta hänsyn till den slumpmässiga (d v s den varmvatteneffekt som s k sannolikt flöde ger för hela abonnentkollektivet), men korrigerar för den i avsnitt 6 diskuterade utjämnningen av t_r p g a ojämnt fördelad varmvattenlast i abonnentkollektivet.

Maximalt primärflöde i servisledningar

Det har redan (observation 1 i avsnitt 10) påpekats, att det maximala primärflödet kan uppträda, antingen vid lägsta utelufttemperatur eller vid "knäckpunkten" för temperaturprogrammet $t_f = t_f(q^*)$, beroende på om den maximala varmvatteneffekten är liten eller stor i jämförelse med den maximala radiator-effekten, se fig. 10 C.3.

Uppträder maximum i knäckpunkten, kan skillnaden i dimensionerande primärflöde mellan 2-steg och parallellkoppling vara tämligen liten, såsom figuren visar. Även i ett mellanområde för radiatorlaster kan skillnaden vara liten, eller t o m noll, då maximum för 2-steg inträffar i knäckpunkten, men vid parallellkoppling vid lägsta utelufttemperatur.

Men på grund av 2-stegskopplingens större känslighet för variationer i primära framledningstemperatur (avsnitt 8), finns det möjligheter att minska dimensionerande primärflöde i knäckpunkten genom smärre justeringar av framledningstemperaturen i knäckpunkten för 2-steg. Detta kan göras, antingen som en generell åtgärd genom att mjuka upp övergången mellan horisontell och sned linje i temperaturprogrammet, eller genom att tillfälligt höja framledningstemperaturen i nätet, om leveranssvårigheter föreligger. Detta kan antingen göras manuellt i kontrollrummet, eller automatiskt med hjälp av ett avancerat reglerkoncept för nätet.

Som tidigare framhållits, stiger den primära returtemperaturen vid en sänkning av framledningstemperaturen mer för 2-steg än för parallellkoppling, vilket kunde tala till förmån för parallellkoppling i nät där en systematisk sänkning av framledningstemperaturen övervägs. Även i det sammanhanget kan dock reglerkoncept med möjlighet att tillfälligt höja framledningstemperaturen medverka till att bevara fördelar med 2-stegskopplingen, så att maximala flöden i servisledningar blir mindre än de annars skulle varit vid 2-steg.

Variationer i primärflöde i servisledningar

Av fig. 10 D.3 framgår, att primärflödet i servisledningarna vid konstant radiator-effekt och variabel varmvatteneffekt varierar mindre vid 2-steg än vid parallellkoppling, i synnerhet vid mindre varmvatteneffekter.

Detta kan tala för ett 2-steg underlättar en korrekt flödesmätning, emedan snabba variationer i flödet kan vara mer eller mindre svåra att registrera, beroende på vilken mätartyp som föreligger.

Dessutom kan de mindre primärflödesvariationerna vid 2-steg medverka till att underlätta regleringen av varmvattentemperaturen vid snabba förändringar i tappningsflödet.

Variationer i returtemperatur, risk för utmattning av servisledning mm

Betraktar man kurvorna över primär returtemperatur som funktion av varmvatteneffekten, kan man grovt uppskatta normala dygnsvariationer i t_r p g a varierande tappningsflöden till 15 - 20°C vid 2-stegs- och 10 - 15°C vid parallellkoppling, när det rör sig om en större fastighet (och även de maximala varmvatteneffekterna inom ett dygn normalt är mindre än dimensionerande radiatoreffekt). Inom en 30-årig period blir antalet dygns cyklar i t_r ca 10 000 st.

I moderna plaströrskulvertar (friktionsfixerat eller friktionshämmat förlagda i marken) är stålrorets värmeutvidgning mer eller mindre förhindrad, vilket ger höga axiella spänningar i röret och i avgreningar, där plasticitetsgränsen kan överskridas. Temperaturcyklningar innebär således en risk för utmattning, low-cycle fatigue.

Enligt delskadeteorin (ref. 11) kan olika stora temperaturcyklars bidrag till reduktion i den påkända detaljens livslängd uppskattas genom att räkna om antalet cyklar med olika temperaturomfång till s k antal ekvivalenta delcyklar, t ex med omfång 120°C. De ovan nämnda variationerna i t_r innebär endast ett marginellt bidrag till typiska antal ekvivalenta delcyklar enligt statistik från svenska fjärrvärmnät, och kan således knappast betecknas som farliga ur low-cycle fatigue - synpunkt.

I fallet små flerbostadshus är kvoten mellan maximal dagliga varmvatteneffekt och radiatoreffekt större, och variationerna i primär returtemperatur kan utifrån fig. 11 kanske uppskattas att bli dubbelt så stora, d v s 30 - 40°C för 2-steg och 20 - 30°C för parallellkoppling. Med hänsyn till risken för termisk utmattning av returledningen förefaller inte heller dessa variationer vara alarmerande.

S k "effektlån" från radiatorkretsen vid större varmvattentappningar kan dock medföra större variationer i returtemperaturen än vad man kan utläsa ur fig. 11. Effektlån (ref. 8) innebär att överförd värmeeffekt i radiatorväxlaren tillfälligt strypps, antingen p g a längre gångtid för radiatorväxlarens styrventil i kombination med lägre tryckfall över densamma vid störttappningar i varmvattenkretsen, eller till följd av att abonnentcentralen utrustats med prioritet för regleringen av varmvattenkretsen.

Bedömningen av hur stora variationer i returtemperaturen som dagliga variationer i varmvatteneffekten medför försvåras av den omständighet, att kunskapen om storleken av de dagliga topparna allmänt sett är dålig. I litteraturen har man i första hand varit intresserad av att uppskatta storleken på extrema men sällsynta varmvattentappningar, i och för sig naturligt med tanke på att det är dessa tappningar som är avgörande för dimensioneringen av centralerna.

Införandet av mikroprocessorstyrda reglercentraler med stora möjligheter att styra värmeuttaget i abonnentcentralerna medför, att risken för termisk utmattning av fjärrvärmeledningarna ökat. Dessa reglercentraler möjliggör nämligen morgonhöjning av radiator-effekten, vilket ger en höjning av returtemperaturen, som i kombination med den returtemperatursänkning som varmvattentappningar ger, medför en ökning av den dagliga temperaturcyklings omfång. Enligt delskadeteorin (ref. 11) ingår temperaturcyklings omfång i 5 potens. En cykling om 60°C ger således en delskada som långt överskrider det dubbla av den skada som en 30° -ig cykling medför.

P g a de större variationerna i primär returtemperatur vid belastning av en 2-stegskopplad central med varmvatteneffekt, måste denna risk för utmattning till följd av kombinerade belastningar allmänt bedömas vara större vid just 2-steg, men framförallt vid effektlån bör den även beaktas i fallet parallellkoppling.

Returtemperatur och primärflöde i olika nätdelar

I resultatdiskussionen hittills har vi studerat förhållandena vid en central produktionsanläggning och i anslutning till abonnentcentralerna (servisledningarna). Även skillnader i returtemperatur och fjärrvärme flöde på olika nivåer mellan dessa ändpunkter kan vara av betydelse.

Ett exempel på detta är det inte ovanliga fallet att en större värmepump är ansluten till returledningen från ett ytterområde av ett större nät, d v s inte på samma plats som t ex ett centralt kraftvärmeverk. I ett sådant fall är det den sammanlagrade returtemperaturen från fastigheterna i delområdet som (mer eller mindre i kombination med framledningstemperaturen, enligt avsnitt 8) som blir avgörande för värmefaktorn. P g a ett mindre antal fastigheter kan variationerna i denna returtemperatur tänkas bli ganska stora, i synnerhet om abonnentcentralerna är baserade på 2-stegsprincipen.

12 SYMBOLLISTA

\cdot_0	i index anger att det är variabelns värde i referensbelastningsfallet
*	anger att variabeln är i dimensionslös form t ex $q_{VV}^* = q_{VV}/q_{VV,0}$
A_r	värmväxlararea, radiatorväxlare
C_p	specifikt värme för vatten
K_r	värmegenomgångstal, radiatorväxlare
m	totalt primärflöde
m_1	primärflöde till radiatorväxlare
m_2	primärflöde till varmvattenväxlare
m_{VV}	varmvattenflöde till tappställen
m'_{VV}	varmvattenflöde genom värmväxlare
m_r	radiatorflöde
p	flödesexponent
n	radiatorexponent och antal lägenheter
q_r	radiatoreffekt
q_{VV}	varmvatteneffekt
q'_{VV}	varmvatteneffekt i förvärmare
q''_{VV}	varmvatteneffekt i eftervärmare
t_b	blandningstemperatur på primärsidan vid 2-steg
t_f	primär framledningstemperatur
t_{kv}	kallvattentemperatur
t_r	total returtemperatur
Δt_r	skillnad i total returtemperatur för 2-steg och parallellkoppling
t_{r1}	primär returtemperatur efter radiatorväxlare
t_{r2}	primär returtemperatur efter varmvattenväxlare
t_{rf}	framledningstemperatur i radiatorkrets
t_{rr}	returtemperatur i radiatorkrets

t_{vv}	varmvattentemperatur till tapställen
t'_{vv}	varmvattentemperatur från värmeväxlare
α_{rp}	värmeövergångstal på primärsidan i radiatorväxlare
α_{rs}	värmeövergångstal på sekundärsidan i radiatorväxlare
θ_{mr}	logaritmisk medeltemperatur-differens i radiatorväxlare
θ_{mi}	logaritmisk medeltemperatur-differens mellan radiatorer och inomhusluft

13 REFERENSER

- 1 Svenska Värmeverksföreningen:
"Fjärrvärmeanslutning, instruktion för större anläggningar".
Stockholm, juni 1983.
- 2 Finska Värmeverksföreningen r.y.:
"Rekommendation för abonnentens fjärrvärmeanläggning",
Rekommendation 1/1983. Helsingfors 1983.
- 3 H. Scheel:
"Stand und Entwicklungstendenzen der Fernwärme -
Versorgungssysteme in Wohngebieten der DDR".
Fernwärme international - FWI, Jg.10 (1983), Heft 3,
S. 137-142.
- 4 A. Berg:
"Parallellkopplade värmväxlare som alternativ till kon-
ventionella 2- och 3-stegskopplingar".
Föredrag vid Svenska Värmeverksföreningens Tekniska Möte
22 och 23 mars 1983 i Södertälje.
- 5 Tillägg till Svensk Byggnorm 1980:
"Direktelvärm i småhus, lågtemperaturuppvärmning av
byggnader mm".
Statens Planverks författningssamling 1982:3.
- 6 S. Svensson:
"Lågtemperaturanpassning av befintlig bebyggelse".
Föredrag vid Svenska Värmeverksföreningens Tekniska Möte
8 och 9 april 1986 i Stockholm.
- 7 H. Fornäs & G. Svensson:
"Konstruktion und Schaltung von Wärmeaustauscherstationen".
Bidrag till UNICHAL-konferensen 1975 i Paris.
- 8 A. Jensen:
"Lågtemperatur i en undercentral för fjärrvärme"
VVS 11 1980, p. 97-106.
- 9 H. Eriksson & S. Werner:
"Simulation of a Consumer Substation".
Bidrag till UNICHAL-konferensen 1985 i Köpenhamn.
- 10 S. Frederiksen:
"A Thermodynamic Analysis of District Heating".
Doktorsavhandling 1982 från Institutionen för värme-
och kraftteknik, Lunds Tekniska Högskola.
- 11 S. Andersson, S. Andersson & D. Olofsson:
"Spänningar i fjärrvärmeledningar".
Stockholm nov 1984.

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 831194-8 från Statens råd för byggnadsforskning till Institutionen för värme- och kraftteknik, Lunds tekniska högskola, Lund. Rapporten utgör dessutom delrapportering till Statens Energiverk och till Nordiska Ministerrådet.

R68: 1987

ISBN 91-540-4752-8

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6707068

Abonnemangsgrupp:
Ingår ej i abonnemang

Distribution:
Svensk Byggtjänst, Box 7853
103 99 Stockholm

Cirkapris: 36 kr exkl moms