



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

R49:1990

**Inkopplingsprincipers och
inregleringsmetoders inverkan
på värmepumpsystems prestanda**

Lars-Olof Glas

V-HUSETS BIBLIOTEK, LTH



15000

400135455

Byggforskningsrådet

R49:1990

INKOPPLINGSPRINCIPERS OCH
INREGLERINGSMETODERS INVERKAN
PÅ VÄRMEPUMPSYSTEMS PRESTANDA

Lars-Olof Glas

Denna rapport hänför sig till del av forskningsanslag
850695-4 från Statens råd för byggnadsforskning till
Skandinavisk Termoeekonomi AB, Stockholm.

REFERAT

Totalekonomin för värmepumpar i byggnadsvärme-system förbättras avsevärt om man väljer i rapporten redovisade optimerade flöden och temperaturdifferenser för värmebärarsystemet. Praxis ger alltför små flöden och för stora temperaturdifferenser.

Optimala inkopplingsprinciper för värmepumpar till byggnadsvärme-system redovisas liksom dimensioneringsgrunder för toppvarmvattenackumulatorer.

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

Denna skrift är tryckt på miljövänligt, oblekt papper.

R49:1990

ISBN 91-540-5208-4

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

gotab Stockholm 1990

INNEHÅLL

1.	SYFTE OCH RESULTAT	4
2.	VÄRMEBEHOV FÖR BYGGNADER	6
2.1	Tappvarmvatten	6
2.2	Lokalvärmebehov	7
3.	TEMPERATUR- OCH FLÖDESBEHOV	10
3.1	Tappvarmvattenvärmeväxlare och ackumulatorer	10
3.2	Lokalvärmare	11
4.	FRAMLEDNINGSTEMPERATURENS INVERKAN PÅ VÄRMEPUMPPRESTANDA	12
5.	INKOPPLINGSPRINCIPER	13
5.1	Kondensorkoppling	13
5.2	Värmepumpens inkoppling till värmesystemet	13
6.	BERÄKNINGAR FÖR PRAKTIKFALL	15

FIGURBLAD	2.1 - 2.5
	3.1 - 3.3
	4.1 - 4.2
	5.1 - 5.2
	6.1 - 6.4

1. SYFTE OCH RESULTAT

Värmepumpanläggningar, som inkopplas till byggnadsvärmesystem, arbetar oftast med totalekonomiskt för höga framledningstemperaturer och därmed också för höga driftkostnader. En av de väsentligaste orsakerna härtill är kunskapsbrist hos projektörer, installatörer och brukare gällande värme- och strömningstekniska naturlagar. I denna rapport redovisas därför dessa lagar och värmepumpprestanda som funktion av värmebäraretemperatur från dess kondensor med illustrerade beräkningsexempel för praktikfall. Vidare lämnas rekommendationer gällande val av optimala värmebärareflöden, dimensionering av ackumulatorer och värmeväxlare för tappvarmvatten samt inkopplingsprinciper av värmepumpkondensorer för erhållande av minimala framledningstemperaturer. Rapportens syfte blir främst att lämna underlag för dimensionering och injustering av värmebärarsystem med värmepumpar för optimal ekonomi, såväl för befintliga som anläggningar under projektering. Bästa inkopplingsprinciper visas också.

Rapportens resultat sammanfattas av det följande:

- Instrykning av värmebärareflöden för jämn värmefördelning med minimerad framledningstemperatur påverkar värmepumpens driftekonomi mycket kraftigt. Detta gäller i väsentligt lägre grad konventionella pannvärmeanläggningar, vars energibehov i obetydlig mån påverkas av temperaturnivåer.
- Den s k Kiruna-metoden, som innebär, att pannvärmeanläggnings möjlighet till generering av höga värmebäraretemperaturer utan nämnvärd inverkan på bränsleåtgången nyttjas för åstadkommande av värmesnål fördelning genom kraftig flödesstrykning vid lokala värmare, kommer vanligen att betyda väsentligt försämrad driftekonomi för en värmepump. Värmepumpens energibehov stiger med ca 2 % för varje °C framledningstemperaturen höjs. Med nu rådande el- och oljepriser betyder en ökning av framledningstemperaturen med 10°C, att värmepumpens energikostnadsbesparing jämfört med oljevärming nära halveras.
- "Nattsänkning" höjer, även om den som vanligen icke är fallet, utförs optimalt, värmepumpens drivenergibehov och skall sålunda åtminstone ej användas för värmepumpanläggningar.
- Används flera kompressorer i värmepumpanläggningen, sänks dennas drivenergiåtgång, om varje kompressor ansluts till var sin kondensor som seriekopplas på värmebärarsidan. Drivenergiminskningen blir större ju större värmebärarens temperaturhöjning är i kondensorererna. Denna seriekoppling ger samma värmeväxlingsyta som parallellkoppling, trots att medelvärdet för kondensorerernas kondenserings-

temperatur blir lägre.

- Endast om värmebärareflödet blir så lågt, att laminärström i kondensorererna erhålls, skall flödessökning genom återcirkulation mellan kondensorer ut- och inlopp arrangeras. Eljest höjs kondenseringsstemperatur och drivenergibehov vid seriekopplade kondensorer.
- Optimal kondensorstorlek skall ge 2 à 3°C och högst 5°C temperaturskillnad mellan utgående värmebärare och kondensering. Tyvärr utförs de flesta standardaggregat för 6 à 7°C differens, vilket väsentligt försämrar värmepumpens total-ekonomi och möjlighet att använda de "fjärrmiljövänligare" köldmedierna NH₃ och HCFC 22 i stället för CFC 12. Detsamma gäller vid val av de "konventionella" men relativt låga värmebärareflödena, framför allt i primärsystemet från en gruppcentral.
- Optimala kapaciteter för tappvattenvärmeväxlare skall ge samma låga temperaturdifferenser mellan ingående primärflöde och utgående dimensionerande tappvarmvattenflöde som kondensorer, nämligen 2 à 5°C. Även dessa låga differenser ökar möjligheten att använda HCFC 22 och ammoniak i stället för CFC 12.

2. VÄRMEBEHOV FÖR BYGGNADER

2.1 Tappvarmvatten

Figur 2.1 visar krav enligt svensk VA-norm för rördimensionering för såväl varmt som kallt tappvarmvatten. Dimensioneringsflödets varaktighet är dock mycket kortvarigt och uppgår enligt praktiska mätningar till högst någon minut per dygn. Figur 2.2 ger exempel på tappvarmvattenvärmeeffekter till ett bostadsområde.

Figur 2.3 visar en totalvärmebalans för ett byggnadsvärmesystem med tappvattenvärmning. Den avser illustrera eventuellt behov av särskild ackumulatortankvolym för tappvarmvattenberedning. Värmebalansekvationen 2.1 i Figur 2.3 skall tillämpas på två praktikerfall, dvs två nu existerande anläggningar i drift.

Praktikerfall 1

Uteluftvärmepump i panncentral i Fagersjö kopplad till 30 undercentraler för värmning av totalt ca 900 lägenheter. Ned till utetemperatur $t_u = +4^{\circ}\text{C}$ klarar värmepumpens värmeeffekt $Q = 2400 \text{ kW}$ hela dygnet det totala värmebehovet. Dygnsmedelbehovet QL för lokalvärme är då ca 1700 kW , för tappvattenvärme QV ca 400 kW och för kulvert- och vvc-förluster ca 300 kW . Några ackumulatortankar finns ej, vare sig i under- eller panncentraler, men primärvattensystemet i pann- och undercentraler samt kulvertar rymmer ca 85 m^3 , dvs $WA = 4,2 \cdot 85000 = 360\,000 \text{ kW}\cdot\text{s}/^{\circ}\text{C}$. Enligt Figur 2.1 blir dimensioneringsflödet ca 26 l/s och varaktigheten torde vara högst $\tau = 100 \text{ sek}$. Ekv 2.1 med tappvarmvattentemperaturvärmning på $tV-TK = 45-5 = 40^{\circ}\text{C}$ lyder då:

$$2400 + 360000 \cdot \Delta t_A = 1,0^{\circ}\text{C}.$$

Denna temperatursänkning i primärsystemet saknar betydelse. Praktiskt klarar plattvärmväxlarna i undercentralerna, dimensionerade för en temperaturskillnad mellan ingående primärvatten och utgående tappvatten på $55-45 = 10^{\circ}\text{C}$, vid dimensionerande tappvattenflöden enligt Figur 2.1, tappvattenvärmningen med endast $+50^{\circ}\text{C}$ ingående primärvattentemperatur. I en undercentral belägen på det största avståndet från panncentralen har den ovannämnda temperaturdifferensen normalt uppmätts till 1 à 2°C . Under mätperioden fyra dygn översteg den 6°C i en sammanlagd tid på 5 min .

Praktikerfall 2

Frånluftvärmepump i värmecentralen till fem flerfamiljshus med totalt 120 lägenheter. Ned till

utetemperatur ca $+6^{\circ}\text{C}$ klarar värmepumpens värmeeffekt $Q = 180 \text{ kW}$ hela dygnet det totala värmebehovet. Styrningen är också utförd så, att hela värmepumpeffekten kopplas till tappvattenvärmning i fyra ackumulatortankar å 700 l , dvs totalvolym $2,8 \text{ m}^3$, när temperaturen i dessa sjunkit under en minimitemperatur på ca $+45^{\circ}\text{C}$. Värmningen sker dels i en hetgaskylare mellan vattnet och köldmediet R22, dels i en kondensor.

Figur 2.1 ger dimensioneringsflödet för 120 lägenheter till $3,5 \text{ l/s}$. Med antagen varaktighet för detta på 100 sek , såsom i praktikfall 1, och ackumulatorvolym enligt ovan inklusive rörledningar och värmväxlare uppgående till $3 \text{ m}^3 = 3000 \cdot 4,2 = 13\ 000 \text{ kWs/C}$, ger ekv 2.1 för tappvattenvärmning $tV-tK = 45-5 = 40^{\circ}\text{C}$:

$$180 + 13000 \cdot \Delta tA/100 = 3,5 \cdot 4,2 \cdot 40$$

Därmed uppgår ΔtA till 3°C , vilket är ett rimligt värde för temperaturfall i varmvattenberedarna vid dimensionerande tappning. Fullständig blandning mellan inkommande kallvatten i tankarna och dessas varma vatten har då ogynnsamt antagits.

Värminingsförloppet har iakttagits vid flera tillfällen under perioder med stor tappning, exempelvis kl 17 till 21. Vid dessa tillfällen har alltid värmepumpen efter start för tappvattenvärmning klarat tappningsvärmningen och en långsam temperaturhöjning i tankarna.

Skulle värmepumpen av någon anledning ej vara i drift under dimensionerande tappningsperiod enligt ovan, blir $Q = 0$ i ekv 2.1, varvid ΔtA ökar till 5°C för hela denna period.

Under drift kan värmepumpen med 180 kW värma

$$180/(4,2 \cdot 40) = 1,1 \text{ l/s}$$

tappvatten med 40°C . Det är mycket sällan större tappvattenflöden än detta, som utgör 30% av dimensioneringsmängden enligt Figur 2.1, inträffar.

2.2 Lokalvärmebehov

Figur 2.4 och 2.5 ger underlag för beräkning av lokalvärmebehovet under olika förhållanden. Bl a kan beräkning ske av möjlig värmebesparing genom s k nattsänkning liksom behövlig rumsvärmeeffekt för återvärmning. Oftast utförs nattsänkningen på ett sätt, som innebär ett ökat värmebehov och i stället en daghöjning av lokaltemperaturen. För människan är med stor sannolikhet komfortabel temperatur på morgonen ej lägre än på aftonen. Minskas värmeförseln under natten sjunker innetemperaturen. Startar upp-

värmningen på morgonen återvärm lokalerna ej omedelbart. En lämplig kvällstemperatur blir då en för låg morgontemperatur. Alltså väljs ofta en högre värmningseffekt under dagen, så att en sänkning under natten från en "för hög" lokaltemperatur ger en komfortabel morgontemperatur. Skall nattsänkningen resultera i en lokalvärmebehovsminskning med en jämn och "behaglig" låg temperatur under icke-sovtid behövs en relativt tidig start för nattsänkningen liksom återvärmningen. Vid sovtidens slut skall lokalen åter ha nått den komfortabla nivån och icke därefter höjas, dvs värmeförseln skall minskas. Med hjälp av ekv 2.4 i Figur 2.4 skall detta illustreras. Det är väsentligt, att här framhålla att de enkla beräkningsprinciperna i Figur 2.4 med hjälp av Figur 2.5 praktiskt tillämpats med god överensstämmelse med verkligt uppmätta temperaturförlopp. Fallen har varit av vitt skilda typer, från nattsänkningar i bostadshus till nattkylning av varuhus sommartid och kontorsbyggnader i tropiska klimat. Den största svårigheten ligger i att rätt bestämma och beräkna förutsättningar såsom byggnadens utförande, k-värden och uteluftsomsättningar.

Försök att medelst datorberäkningar med utnyttjande av mer exakta värmebalanser nå noggrannare resultat blir i realiteten meningslösa. Här för behövlig merarbets tid nyttjas långt effektivare till noggrannare fastläggande av ovannämnda förutsättningar för noggrannare beräkningsresultat med här beskrivna enkla beräkningsmetoder.

Innetemperaturen t_I antas vara $+21^{\circ}\text{C}$ kl 22 och utetemperaturen $t_U = 0^{\circ}\text{C}$ under hela den här aktuella perioden. Per m^2 lägenhetsyta A behövs därvid för konstant t_I värmeförseln $QL/A = 1,5 \cdot (21-0-6) = 23 \text{ W/m}^2$. Lokaltemperaturändringen Δt_I vid "icke balanserad" värmeförsel blir enligt ekv 2.4:

$$\Delta t_I = [QL/(1,5 \cdot A) - t_I + t_U + 6] \cdot \tau / 60$$

Antas att QL/A minskas från 23 till 10 W/m^2 kl 22 till kl 6, dvs $\tau = 8 \text{ h}$ erhålls

$$\Delta t_I = [10/1,5 - 21 + 0 + 6] \cdot 8 / 60 = 1,1^{\circ}\text{C}$$

För att åter höja temperaturen till $+21^{\circ}\text{C}$ kl 22 behövs värmeeffekten:

$$QL/A = 1,5 \cdot (20 - 0 - 6 + 60 \cdot 1,1 / 16) = 27 \text{ W/m}^2$$

Jämfört med hållande av konstant $t_I = +20^{\circ}\text{C}$ blir nu värmebehovsökningen på grund av en dygnsmedelhöjning av t_I på $0,5^{\circ}\text{C}$

$$1,5 \cdot 0,5 = 0,8 \text{ W/m}^2$$

eller ca $100 \cdot 0,8 / 1,5 \cdot (20 - 0 - 6) = 4 \%$.

En "korrekt" nattsänkning skall alltså kl 22 och kl 6

ge $t_I = +20^\circ\text{C}$. För att nå maximal nattsänkning och värmebesparing behövs avstängning av värmen kl 22. Antas maximalt tillgänglig effekt för återvärmning vara $QL/A = 60 \text{ W/m}^2$ gäller för perioden τ från kl 22 med $QL/A = 0$ och tiden $8-\tau$ för återvärmningen till kl 6:

$$-(0-t_I+t_U+6) \cdot \tau = (60/1,5-t_I+t_U+6) \cdot (8-\tau)$$

$$\tau = (46-t_I+t_U) \cdot 8/40 = 26/5 = 5,2 \text{ h}$$

$$\text{och } \Delta t_I = (0-20+0+6) \cdot 5,2/60 = -1,2^\circ\text{C}$$

Värmebehovsminskningen jämfört med hållande av konstant $+20^\circ\text{C}$ kl 22 till kl 6 blir genom den i medeltal ca $0,6^\circ\text{C}$ lägre t_I under denna period på 8 timmar

$$1,5 \cdot 0,6 = 0,9 \text{ W/m}^2$$

eller ca $100 \cdot 0,9 \cdot 8/1,5 \cdot (20-0-6) \cdot 24 = 1,4 \%$ av dygnsvärmebehovet.

Även en riktigt utförd nattsänkning ger sålunda en ringa besparing. Vid värmepumpvärmning erhålls dock praktiskt taget alltid en energibehovsökning. Värmepumpen får under återvärmningstiden, som blir lång på grund av ringa övereffekt hos värmepumpen, arbeta med högre framledningstemperatur och därmed kondenserings-temperatur än utan nattsänkning. Detta ökar dess drivenergibehov trots att den skall leverera något mindre värmemängd. För varje $^\circ\text{C}$ framledningstemperaturen höjs behöver värmepumpen nämligen ca 1,5 % större drivenergi. Nattsänkning skall sålunda ej användas vid värmepumpvärmning.

Den avsevärda värmekapaciteten hos en byggnad gör, att lokalvärmningen under kortare perioder utan komfortolägenhet kan få reducerad värmning, t ex vid stora uttag av tappvarmvatten. För bostäder innebär detta, att värmeanläggningens effekt normalt kan dimensioneras för summan av lokalvärme vid lägsta dygnsmedelutetemperatur och värme för dygnsmedelvärdet av varmvattentappning.

3. TEMPERATUR- OCH FLÖDESBEHOV

3.1 Tappvarmvattenvärmeväxlare och ackumulatorer

Ju mindre dimensionerande värmebehovet för lokalvärmningen är relativt det för tappvattenvärmning, desto mer ekonomisk blir användning av tappvattenackumulator jämfört med direkt tappvattenvärmning i värmeväxlare, t ex av platttyp. Separat ackumulatortank blir nödvändig, när maximalt tillgänglig värmeeffekt kompletterad med värme från acceptabel temperatur-sänkning hos värmedistributionssystemet ej täcker dimensionerande tappvattenvärmebehov. Dessa förhållanden har avhandlats i avsnitt 2 ovan. Vanligen behövs därför tappvattenackumulator för värmeanläggning för mindre än i storleksordningen 200 lägenheter.

Figur 3.1 ger dimensioneringsgrunder för tappvattenackumulatorer. Behövlig tankvolym VA minskar med förbättrad temperaturskiktning. Ju mindre volymen VA är, desto snabbare sker blandningen i tanken. Användning av skärmlåtar för minimering av inströmmande vattens blandning med tankvattnet blir därför sannolikt ekonomiskt. Dock finns sådana ej hos standard-tankar. Kopplingsalternativ 1 i Figur 3.1 ger lägsta energiåtgång för en värmepump, enär den då får lägsta framledningstemperatur till tanken. Observera att detta alternativ kräver ett tillopp för det värmda vattnet relativt nära tankbotten. Vid större tappningar erhålls tämligen svalt vatten från tappvattenvärmeväxlaren, vars effekt då ej räcker till värmning till önskad tapptemperatur. Tillförs vattnet tanktoppen kyls det tappade vattnet därvid till för låg temperatur. Kopplingsalternativ 2 stryker flödet genom tappvattenvärmeväxlaren, så att önskad tapptemperatur upprätthålls från värmeväxlaren. Fördelen gentemot alternativ 1 blir bättre temperatusskiktning och mindre tankvolymbehov, medan värmepumpvärmningen får nackdelen av en högre framledningstemperatur och drivenergibehov. Dessutom finns risk för, att pendlande ventilfunktion tidvis stryker flödet så mycket, att värmepumpen stoppas av sin högtryckspressostat eller i värsta fall blåser ut sin köldmediefyllning genom kondensorsäkerhetsventilen.

Vid bostadsvärmning och mer än omkring 200 lägenheter anslutna till värmeanläggningen kan tappvattenvärmningen normalt åstadkommas med direkt värmeväxling i exempelvis plattvärmeväxlare. Detta medför lägre installationskostnad än ackumulatortankar. Dessutom sparas betydande utrymmen.

Figur 3.2 innehåller allmänna samband för flöden, temperaturer och ytbehov. För befintliga värmeväxlare med kända kA -värden ($kW/^\circ C$), se Figur 3.2, kan sålunda exempelvis beräknas, vilken framledningstemperatur t_F , som behövs vid olika primärflöden VP och tappflöden VV. Ju större VP som väljs desto lägre t_F räcker för givet tappflöde och tapptemperatur t_V .

Optimeringsberäkningar gällande värmepumpvärmning av bostäder leder till följande optimala riktvärden för tappvattenvärmeväxlare av platttyp:

$$VP = 1,5 \text{ \AA } 2 \cdot VV$$

$$t_F - t_V = 3 \text{ \AA } 5^\circ\text{C}$$

Dessa värden avviker väsentligt från de som utgör praxis för normala värmeinstallationer med $VP < VV$ och $t_F - t_V = 20 \text{ \AA } 30^\circ\text{C}$. Vid optimeringen har tagits hänsyn till summan av elenergibehov för värmepump-kompressor och primärvattenpump samt marginalkostnad för ändrad plattvärmeväxlareyta och förutsatts, att energikostnadsbesparingen från lägre t_F skall betala den därför förstörade plattvärmeväxlaren på fyra år. Figur 3.2 visar i exempel hur kraftigt behövligt t_F påverkas av plattvärmeväxlarens storlek och primärflödet VP .

3.2 Lokalvärmare

Temperatur- och flödesbehov för lokalvärmare illustreras av Figur 3.3 med praktikfall radiatorer. För andra typer av lokalvärmare, såsom fläkt- och egenkonvektionsluftvärmare blir förhållandena analoga. Fram till ca 1985 dimensionerades radiatorer vanligen för tilloppstemperatur $t_F = +80^\circ\text{C}$ och returtemperatur $t_R = +60^\circ\text{C}$ vid dimensionerande utetemperatur, i mellan-svenskt klimat -20°C .

Säkerhetsmarginaler vid dimensionering, bortseende från ett betydande värmetillskott från rörledningar uppgående till 10 \AA 20 % av radiatorernas, hushållsel och människor, se Figur 2.4, har i praktiken dock medfört, att vid dimensioneringsförhållanden $t_F = +60 \text{ \AA } 65^\circ\text{C}$ med $t_R = +45 \text{ \AA } 50^\circ\text{C}$ räcker för $+20^\circ\text{C}$ lokaltemperatur. En väsentlig förutsättning härför är dock, att vattenflödet genom alla radiatorer ej väsentligt avviker från projekterat värde och att exempelvis ej utelufttillförseln till lokalen genom avsiktliga och oavsiktliga öppningar överstiger dimensioneringsvärdena. Dåligt dimensionerade och instrypta rör- och frånluftsystem liksom mot uteluften otäta väggar ger dock icke sällan krav på betydligt högre t_F . Figur 3.3 redovisar beräknings-exempel gällande ovanstående förhållanden. Dessa exempel belyser betydelsen av instrypningar av flöden till lokalvärmare och åstadkommande av minimalt "ute-luftventilationsöverskott".

4. FRAMLEDNINGSTEMPERATURENS INVERKAN PÅ VÄRME-PUMPPRESTANDA

Figur 4.1 visar de grundläggande sambanden för en värmepumps prestanda. Figur 4.2 ger exempel på den relativa förändringen av dess kyleffekt $Q_2 =$ "gratisvärmepump" och köldfaktor $COPA = Q_2/EA =$ kvot mellan kyleffekten och värmepumpkompressornas axel-effektbehov EA . En elektrisk drivmotor kräver en el-effekt tillförsel $EA/\eta_E = 1,05 \cdot EA$ för större elmotorer med verkningsgrad $\eta_E = 0,95$. Figurerna visar, att Q_2 avtar och EA ökar, när kondenseringstemperatur t_l stiger på grund av höjd framledningstemperatur t_{VF} från värmepumpkondensorn. För anläggningar med enstegskompression minskar Q_2 med mellan 1,5 och 2 % per $^{\circ}C$ t_l och t_{VF} höjs. Med tvåstegskompression blir motsvarande värde dock endast mellan 0,5 och 1 %. $COPA$ avtar med omkring 2 % per $^{\circ}C$ t_l och t_{VF} ökar, dvs exempelvis $10^{\circ}C$ höjning av t_l och t_{VF} medför omkring 20 % högre drivmotoreffekt för en viss "gratisvärmepump" Q_2 . Åtgärder för sänkande av behövlig framledningstemperatur får sålunda stor betydelse för driftkostnaden, ett förhållande som i alltför ringa grad beaktats i praktiken.

Ett lägre t_l sänker också lagerbelastningar och kompressionstemperaturen i kompressorn och ger väsentligt större kompressorlivslängd. En mycket vanlig haveriorsak för kompressorer är just drift med för höga kondenseringstemperaturer, speciellt för de miljövänligare köldmedierna HCFC 22 och ammoniak. Dessa köldmedier tillåter ej heller drift med högre t_l än $+55$ à $60^{\circ}C$, dvs t_{VF} kan då högst vara $+53$ à $58^{\circ}C$, med 1990 befintliga konstruktioner.

5. INKOPPLINGSPRINCIPER

5.1 Kondensorkoppling

Om värmesystemets primärvattenflöde, som skall värmas av flera värmepumpkondensorer, ej överstiger maximalt tillåtet flöde i dessa, skall kondensorererna seriekopplas förutsatt att kondensorererna kopplats till var sin kompressor. Härigenom erhålls lägsta summerade drivelbehov för cirkulationspumpar och kompressorer. Såväl praktiskt som teoretiskt kan visas, att skillnaden mellan kondenserings-, tl, och framledningstemperatur tVF endast obetydligt ändras vid ändrat vattenflöde genom en given kondensor. Seriekopplingen innebär sålunda, att alla kompressorer före den som kopplats till sista kondensorn i strömningsriktningen sett, får lägre tl och effektbehov. Vinsten med seriekopplingen ökar därför med större vattentemperaturhöjning genom kondensorererna. Vid normalt aktuella flöden ökar cirkulationspumparnas effektbehov avsevärt mindre på grund av större tryckfall från de seriekopplade kondensorererna än kompressorernas effektbehov minskar.

Av ovannämnda skäl skall ej heller arrangeras någon återcirkulation av framledningsvatten från kondensorns utlopp till dess inlopp, om icke eljest ett ringa primärvattenflöde skulle ge laminärströmning i kondensorererna. Återcirkulation i en kondensor höjer pumpeffektbehovet genom större flöde och tryckfall och vid seriekopplade kondensorer också framlednings- och kondenseringsstemperaturen för alla kondensorer utom den sista i strömningsriktningen så länge laminärströmning ej inträffar.

5.2 Värmepumpens inkoppling till värmesystemet

Med beaktande av vad som framhållits under avsnitt 2-4 ovan, skall tekniskt-ekonomiskt optimala inkopplingar av värmepumpar till byggnadsvärmesystem utföras såsom framgår av Figur 5.1 och 5.2, visande värmepump i gruppcentral respektive lokalt i aktuell byggnad. Tappvarmvattenackumulatorn i Figur 5.2 behövs vanligen, om exempelvis byggnaden är bostadshus med mindre än i storleksordningen 200 lägenheter, se avsnitt 2.1 och 3.1 med Figur 2.3 och 3.1. Observera speciellt, att en ekonomisk dimensionering av värmepumpkondensorn ej skall ge en större differens mellan framledningstemperatur tVF och kondenserings-temperatur tl än 2 à 3°C. Härigenom ökar också väsentligt möjligheten för värmepumpen att utan tillsatsvärme klara tillräckligt hög tappvattentemperatur, när HCFC 22 eller NH₃ utgör köldmedium. Tyvärr utförs fabriksfärdiga standardaggregat ofta med tl-tVF = 6 à 7°C under dimensionerande och normala driftförhållanden. Detta medför väsentligt försämrade total-ekonomi.

Avsnitt 3 ger underlag för beräkning av de flöden, som skall instrypas till tappvattenvärmeväxlare och lokalvärmare, för att nå minimala och för alla värmeförbrukare nära samma framledningstemperaturbehov t_F eller t_{VF} . I Figur 3.3 lämnas bl a exempel på den stora betydelsen av minimering av "överskottsuteluftventilation". Avpassad tätning av byggnadens ytterskal och instrypning av frånluftflöden blir nödvändiga härför. Detta medför också ett mindre värmebehov genom minskad uteluftvärmning och övervärmning av lokaler med minimerad men hygieniskt tillräcklig uteluftventilation. Lokalvärmare, som får större flöden än dimensioneringsflöden, kommer utan ideal styrning också ge övervärmning och onödigt stort värmebehov.

Eftersom, såsom framhållits i avsnitt 2.2, lokaler har en betydande värmekapacitet, skall för maximal komfort och bästa driftekonomi tappvattenvärmning alltid prioriteras. Därför skall tappvattenvärmeväxlarens primärsida tillförsäkras maximalt flöde, dvs den skall seriekopplas med lokalvärmaren och före denna, såsom Figur 5.1 och 5.2 visar, och ej parallellkopplas. Med lokalt värmepumpaggregat och tappvattenackumulator styrs trevägsventilen SVK i Figur 5.2 för fullt kondensorvattenflöde till plattvärmväxlaren för ackumulatortanken, när dennas temperatur sjunkit under behövlig tappvarmvattentemperatur. Värmning sker alltså med hela värmepumpeffekten tills högsta kondenseringstemperatur uppnåtts, varefter ventilen SVK växlar läge för enbart lokalvärmning.

Bortkoppling av denna vid tappvattenvärmning har obetydlig inverkan på värmekomforten i lokalerna på grund av dessas stora värmekapacitet. Även vattnet i lokalvärmesystemet har relativt stor värmekapacitet och svalnar långsamt. Såsom exempel kan anges, att ett normalt radiatorsystem för bostadsvärmning vid avstängd värmning endast förlorat hälften av sin temperaturskillnad till rummen efter 20 minuter utan värmetillförsel. Finns värmebatterier för värmning av ventilationsluft, som inkommer med utelufttemperatur, måste dock kontrolleras, vilka temperaturförlopp som erhålls, när värmepumpen ensam svarar för värmetillförseln, så att frysning ej riskeras. Vanligen räcker dock ej värmepumpens värmeeffekt till lägre utetemperatur än några minusgrader. Därunder inkopplas tillsatsvärmaren och elimineras frysriskerna på grund av värmepumpens bortkoppling från lokalvärmesystemet för tappvattenvärmningen.

6. BERÄKNINGAR FÖR PRAKTIKFALL

Figur 4.1 och 2, 6.1 och 2 lämnar underlag för beräkning av erforderliga värmebäraretemperaturer och energikostnader för värmepumpdrift för byggnadsvärmning. Figur 6.3 beskriver resultatet av sådana beräkningar för ett praktikfall, den BFR-experimentbyggda uteluftvärmepumpen i Fagersjö. För denna anläggning utfördes en optimering av val av primärvattenflöden VP och tappvattenvärmeväxlarekapacitet KV, liksom en relativt omsorgsfull instrypning av undercentralernas VP-flöden. Befintliga cirkulationspumpar i den oljepannförsedda gruppcentralen kompletterades med en pump med 27 kW elbehov, vilken ökade VP från ca 180 m³/h till 300 m³/h. Tappvattenväxlarna av rörtyp i undercentralerna, vilka för tappvattenvärmning till +45°C vid dimensioneringsflöde krävde minst +85°C primärvattentemperatur hela året, utbyttes mot plattvärmeväxlare för +55°C primärvattentemperatur. För lokalvärmesystemet med radiatorer i ca 900 lägenheter vidtogs inga åtgärder. Resultatet blev det beräknade. Anläggningen klarar t o m att styras för +50°C primärtemperatur ned till utetemperatur på några minusgrader. Radiatorerna behöver vid 0°C utetemperatur omkring +45°C framledningstemperatur, medan dimensionerande tappvattenflöden endast inträffar någon minut per dygn. Normala maximalflöden når upp till ungefärligt hälften av dimensioneringsflödet.

Erfarenheter från ett flertal bostadsvärmeanläggningar med gruppcentraler och byggda under 1960-talet visar, att Fagersjö ej är något exceptionellt exempel. Tvärtom är värmeutrustningen typisk för detta decennium. Behov av högre framledningstemperaturer än de för den modifierade Fagersjöanläggningen beror med största sannolikhet på någon eller några av följande orsaker, vilka här behandlats bl a med hjälp av Figur 2.4, 3.2, 3.3 och 6.1:

- Tappvattenvärmeväxlarekapaciteten är låg.
- För små primärvattenflöden, totalt eller till vissa undercentraler.
- För små lokalvärmevattenflöden, totalt eller till vissa grupper.
- För stor uteluftomsättning i vissa lokaler.

När värmepumpar eller andra "lågtemperaturvärmealstrare", t ex solvärmeanläggningar, ej används, får behovet av högre framledningstemperaturer ringa inverkan på driftekonomin. Instrypning enligt Kirunametoden för låga primär- och sekundärvattenflöden med stora tryckfall över värmare och små i distributionsledningar med jämn värmefördelning som följd, kan då med fördel tillämpas. För "lågtemperturvärmealstraren" kan metoden dock ge katastrofalt dålig driftekonomi på grund av behovet av höga framledningstemperaturer och

därav minskad möjlig utnyttjnings- och verkningsgrad. Det måste också beaktas, att kyl- och värmepumpkompressorers livslängd förkortas med högre kondenserings- och framledningstemperatur på grund av högre lagerlaster och kompressionstemperaturer. I Fagersjö har de economizerkopplade skruvkompressorerna i februari 1990 efter sex driftår ca 29000 och 37000 drifttimmar. Utfört underhållsarbete inskränker sig till byte av smörjoljepumpar efter omkring 3000 och 8000 drifttimmar samt ett axeltättningsbyte. Orsaken till smörjoljepumpbytena, på grund av lagerhaverier hos pumparna, torde varit de stora mängder föroreningar, bl a stålspån och kapskivematerial, som fanns i det platsbyggda köldmediesystemet vid idrifttagningen.

Skälet till att de flesta värmepumpanläggningar, som inkopplats till byggnadsvärmesystem, arbetar med oekonomiskt höga kondenserings- och framledningstemperaturer syns vara en eller flera av följande brister hos de ansvariga för konstruktion, installation och drift:

- Otillräcklig tillgänglig arbetstid.
- Otillräcklig kunskap, vilket torde vara en dominerande orsak i alla led.
- Otillräckligt incitament för utförande av behövliga åtgärder.

För utnyttjande av andra köldmedier än det särskilt fjärrmiljöfarligt ansedda CFC 12 blir det för närvarande nödvändigt att sänka framledningstemperaturerna för användning av t ex HCFC 22 eller ammoniak. Dessa medier tillåter praktiskt ej högre kondenseringsstemperaturer än högst +60°C.

Det driftekonomiska resultatet för de olika fallen enligt Figur 6.3 och 6.4 redovisas nedan. Dessutom ingår ett fall F, som är typiskt för många bostadsvärmepumpanläggningar i gruppcentraler, med ett årsmedelvärde för framledningstemperatur t_{VF} från värmepumpen på +65°C. Detta höga värde beror ofta, såsom ovan avhandlats, på ingen eller ofullständig injustering av och för små värmebärareflöden. Följande förutsättningar gäller för en jämförelse av energikostnadsbesparingen S, se ekv 6.4 nedan, för de olika fallen med beteckningar enligt Figur 4.1, 4.2 och 6.1-6.4:

- Årsmedelvärdet för värmepumpens kondenserings-temperatur, t_l, mätt vid kompressorer, sätts till, se Figur 6.4

$$t_l = t_{VF}(0^\circ\text{C}) \cdot 2800/5000 + t_{VF}(-4^\circ\text{C}) \cdot 2200/5000 + 5 = 0,56 \cdot t_{VF}(0^\circ\text{C}) + 0,44 \cdot t_{VF}(-4^\circ\text{C}) + 5^\circ\text{C}.$$

- Figur 4.2 ger Q₂ och EA = Q₂/COPA, varvid t₂ = -15°C antagits, för praktikfallets economizerkopplade skruvkompressorer. Dessa har kyleffekten

$Q_2 = 1500 \text{ kW}$ i fall E.

- Figur 4.1 ger värmebärarepumpens tryckfall Δp och eleffektbehov EP i det givna värmebäraressystemet. För primärflöde $V = VP = 235 \text{ m}^3/\text{h}$ är tryckfallet $\Delta p = 120 \text{ kPa}$.
- Verkningsgrader $\eta_{EK} = 0,95$, $\eta_{EP} = 0,85$ och $\eta_P = 0,70$.
- Ekvivalent drifttid med fulleffekt är för värmepumpen $\tau_K = 5000 \text{ tim/år}$, medan värmebärarepumpen har kontinuerlig drift, dvs drifttid $\tau_P = 8760 \text{ tim/år}$.
- Värmeförluster Q_f från varma rör och apparater hos värmepumpen är 50 kW .
- Värmeleveransen $Q_1 + EP \cdot \eta_P$ från värmepump och värmebärarepump ersätter oljevärme med kostnaden $2800 \text{ (kr/m}^3\text{)}/9000 \text{ (kr/kWh)} = 0,31 \text{ (kr/kWh)}$.
- Årsmedelpris, inklusive abonnemangs- och effektavgifter, blir för värmepumpen $KEK = 0,45 \text{ kr/kWh}$, medan värmebärarepumpen får $KEP = 0,38 \text{ kr/kWh}$ på grund av fördelning av abonnemangs- och effektavgifter på längre drifttid, som också till större del sker under lågtaxetid april till oktober.

$$S = (Q_1 \cdot KV - EK \cdot KEK) \cdot \tau_K - EP \cdot (KEP - \eta_{EP} \cdot KV) \cdot \tau_P \quad \dots (6.4)$$

Fall:	B	D	E	F
VP (m ³ /s)	$\frac{300}{0,083} = 3600$	$\frac{345}{0,096} = 3600$	$\frac{235}{0,065} = 3600$	$\frac{235}{0,065} = 3600$
Δp (kPa)	$\frac{120 \cdot (300/235)^2}{196} = 120$	$\frac{120 \cdot (345/235)^2}{259} = 120$	$\frac{120 \cdot (235/235)^2}{120} = 120$	$\frac{120 \cdot (235/235)^2}{120} = 120$
EP (kW)	$196 \cdot \frac{0,083}{0,60} = 27$	$259 \cdot \frac{0,096}{0,60} = 41$	$120 \cdot \frac{0,065}{0,60} = 13$	$120 \cdot \frac{0,065}{0,60} = 13$
$\eta_P \cdot \eta_E = 0,70 \cdot 0,85 = 0,60$				
t _l (°C)	$0,56 \cdot 55,0 + 0,44 \cdot 53,3 + 5 = 59,3$	$0,56 \cdot 53,7 + 0,44 \cdot 52,3 + 5 = 58,1$	$0,56 \cdot 57,4 + 0,44 \cdot 55,5 + 5 = 61,6$	$65 + 5 = 70$
Q ₂ (kW)	$0,900 \cdot \frac{1500}{0,883} = 1529$	$0,908 \cdot \frac{1500}{0,883} = 1542$	1500	$0,823 \cdot \frac{1500}{0,883} = 1398$
EA (kW)	$\frac{1529}{796} = 1,29$	$\frac{1542}{783} = 1,97$	$\frac{1500}{820} = 1,83$	$\frac{1398}{926} = 1,51$
Q ₁ (kW)	$1529 + 796 - 50 = 2275$	$1542 + 783 - 50 = 2275$	$1500 + 820 - 50 = 2270$	$1398 + 926 - 50 = 2274$
EK (kW)	$796/0,95 = 838$	$783/0,95 = 824$	$820/0,95 = 863$	$926/0,95 = 975$

Differens i energikostnadsbesparing S:

$$\begin{aligned} \text{Fall B} - \text{Fall E} \quad \Delta S &= (5 \cdot 0,31 + 24 \cdot 0,45) \cdot 5000 - \\ &- 14 \cdot (0,38 - 0,85 \cdot 0,31) \cdot 8760 = \\ &= \underline{47\,500 \text{ kr/år}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Fall D} - \text{Fall B} \quad \Delta S &= 13 \cdot 0,45 \cdot 5000 - \\ &- 14 \cdot (0,38 - 0,85 \cdot 0,31) \cdot 8760 = \\ &= \underline{10\,800 \text{ kr/år}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Fall B} - \text{Fall F} \quad \Delta S &= (1 \cdot 0,31 + 130 \cdot 0,45) \cdot 5000 - \\ &- 14 \cdot (0,38 - 0,85 \cdot 0,31) \cdot 8760 = \\ &= \underline{280\,000 \text{ kr/år}} \end{aligned}$$

Förutsätts fall F vara "grundfallet" visar beräkningsexemplen sålunda att:

- En instrykning av flöden och eventuellt behövlig utökning av tappvattenvärmeväxlare för erhållande av framledningstemperaturer enligt Fall E, "tål" en investering på ca $5 \cdot (280\,000 - 47\,500) = 1\,160\,000$ kr. I de flesta fall torde en avsevärt lägre investering behövas, icke minst vid nybyggnad.
- En ökning av primärflödet från fall E:s till B:s torde för en befintlig anläggning vid inkoppling av en ytterligare pump klaras för i storleksordningen 70 000 kr. Vid nybyggnad erhålls endast en

marginalkostnad för större pump. Denna kostnad torde ligga omkring 10 000 kr. Utökningen blir sålunda mycket lönsam.

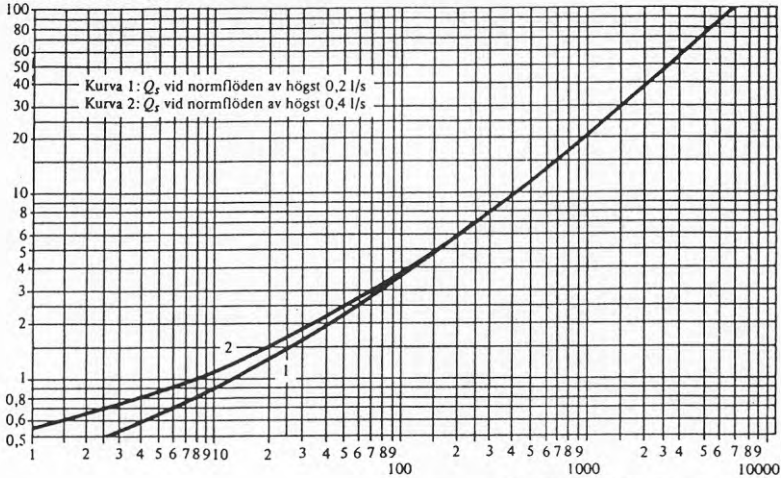
- Energiekonomiförbättringen för Fall D:s än större primärflöde blir relativt ringa och torde bli klart lönsam endast för nybyggnadsfallet.
- Det optimala primärflödet uppgår enligt exemplen till mellan 300 och 350 m³/h, vilket motsvarar en differens mellan framlednings- och returtemperatur vid dimensionerande värmeeffekt vid -20°C ute-temperatur på endast omkring

$$4200 \cdot (\text{kW}) / 320 \cdot 1,16 (\text{kW}/^{\circ}\text{C}) = 11^{\circ}\text{C}$$



TAPPVARMVATTENFLÖDE - DIMENSIONERANDE

Sannolikt vattenflöde Q_s , l/s = Dimensionerande flöde



Figur 51:151. Godtaget sannolikt vattenflöde för fördelningsledning i bostäder, kontor o d. Speciellt vid mindre värden på sannolikt flöde bör detta kontrolleras, så att det inte blir mindre än det flöde som kan förväntas uppträda i ledningen.

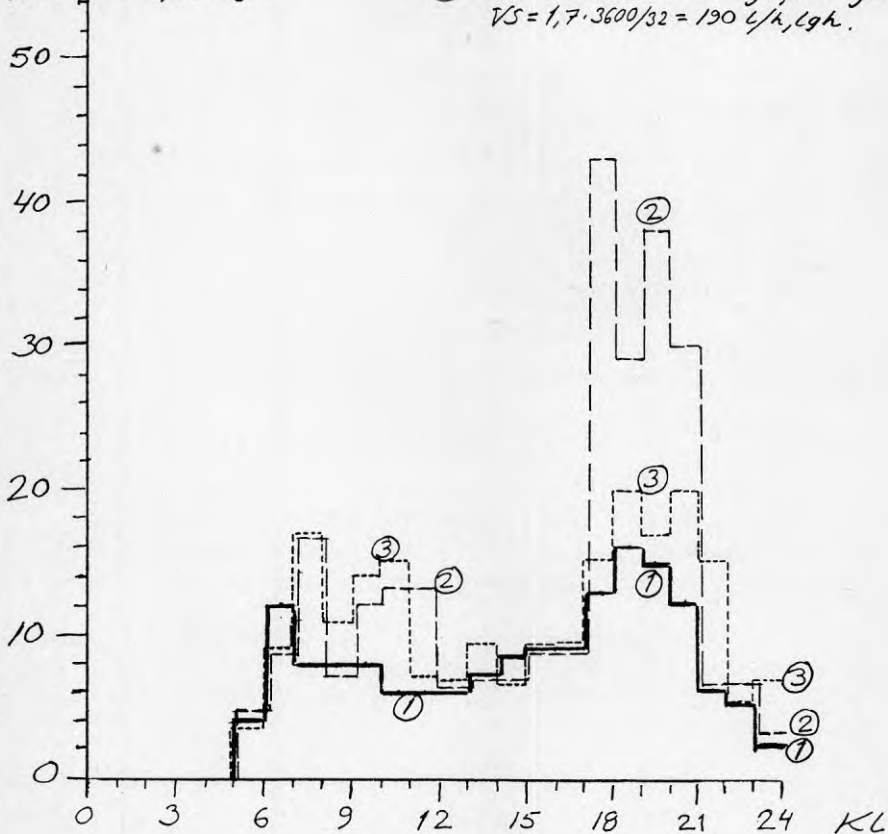
- Lägsta tappvarmvattentemp. +45°C.

Ur Svensk Byggnorm 1980 PFS 1983:2



TAPPVARMVATTENFLÖDEN - EXEMPEL FAGERSJÖ

TIMMEDELVÄRDE FÖR
TAPPVARMVATTEN-
ÅTGÄNG L/h, lgh

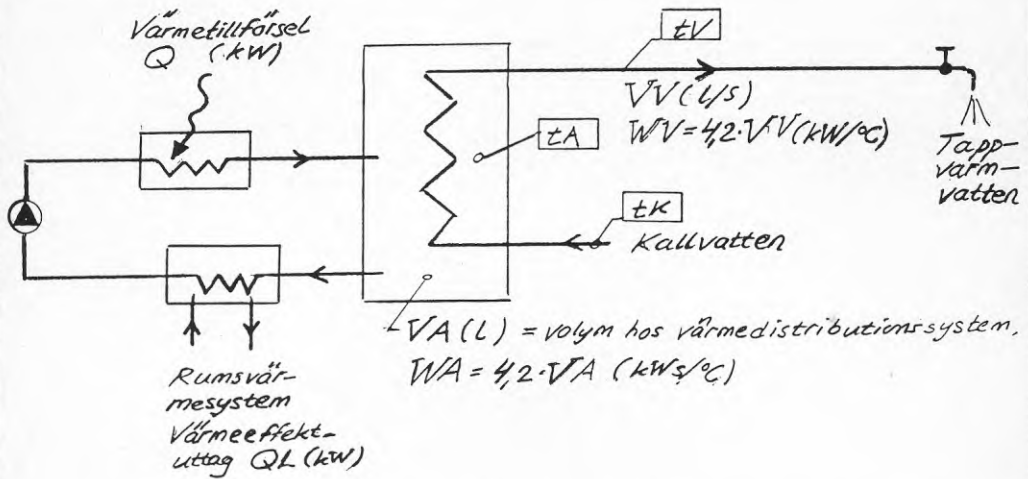


VS = sannolikt max. flöde enligt FIG 2.1

- ① = Enligt värmebehov mätt i gruppcentralen, 8408 27-30, för 900 Lgh. $VS = 19 \cdot 3600 / 900 = 76$ L/h, lgh.
- ② = Undercentral för 36 Lgh, torsdag 8/20/14, $VS = 1,8 \cdot 3600 / 36 = 180$ L/h, lgh.
- ③ = Undercentral för 32 Lgh, fredag 8/12/18 $VS = 1,7 \cdot 3600 / 32 = 190$ L/h, lgh.

Utöver direkt tappvarmvattenvärmning enligt diagrammet mäts VVC-värmeförlusten till c:a 200 W/lägenhet eller totalt c:a 180 kW och kulvertvärmeförlusten till c:a 80 kW.

ACKUMULERINGSBEHOV FÖR TAPPVATTENVÄRME



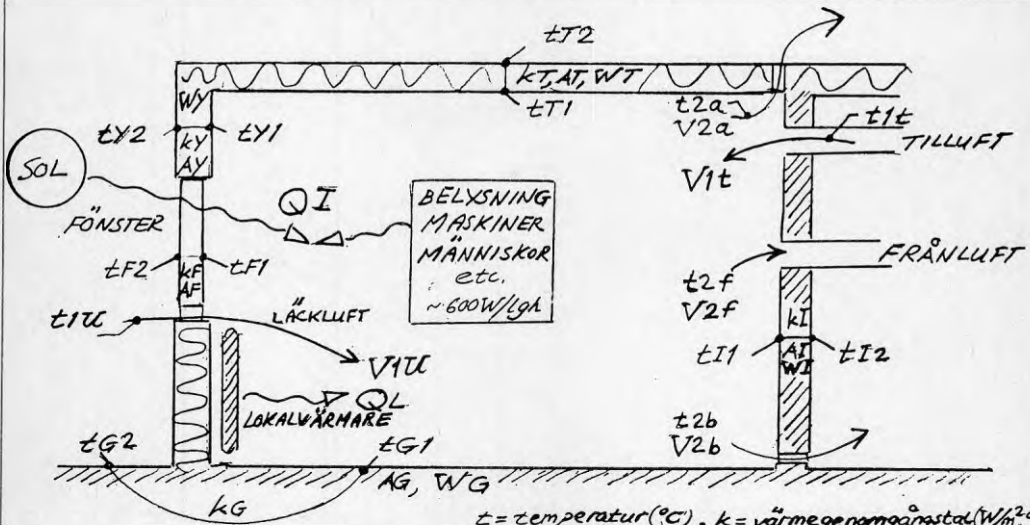
Värmebalans för tidsperiod τ (s) med värmesystem-temp.ändring Δt_A

$$Q + W_A \cdot \Delta t_A / \tau = WV \cdot (t_V - t_K) + Q_L \quad \dots (2.1)$$

- "Ackumulator volym" V_A innefattar volym av vatten i värmesystemet, exempelvis i kulvertrör mellan värme- och undercentral och eventuella separata ackumulator tankar.
- Ju bättre temperaturskiktning som kan åstadkommas i en eventuell ackumulator volym V_A , desto större Δt_A blir möjligt utan att t_V blir för lågt, se även FIG 3.1.



LOKALVÄRMEBEHOV



t = temperatur ($^{\circ}\text{C}$), k = värmegenomgångstal ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)
 V = luftflöde (m^3/s), $s \cdot c$ = luftflödes värmekapacitet $\approx 0.33 (\text{Wh}/\text{m}^3\text{K})$, $T = t_2 - t_1$ för $t_{21} \rightarrow t_{21} + \Delta t_{21}$
 W = lokalelementets värmekapacitet ($\text{Wh}/^{\circ}\text{C}$), se FIG 2.5

LUFTFLÖDESBALANS: $\sum V_{1x} = \sum V_{2y}$

VÄRMEBALANS: $Q_L + Q_I + s \cdot c \cdot \sum V_{1x} \cdot t_{1x} =$
 $= \sum k_z \cdot A_z \cdot (t_{z1} - t_{z2}) + s \cdot c \cdot \sum V_{2y} \cdot t_{2y} + \sum W_z \cdot \Delta t_{z1} / T$
 ... (2.3.)

- Lokalytors temperatur utomhus t_{z2} ligger vanligen nära utelufttemperatur t_{1u} . Vid solbestralning kan de bli avsevärt varmare och utan sådan men vid molnfrä himmel kan de bli kallare. Dessa förhållanden gäller särskilt takytor med låga värden på kT .
- Välliserade lokaler med väl utförda värme- och kylsystem får ringa skillnader mellan yttemperaturer t_{z1} och lufttemperaturer t_{2y} . Stora skillnader kan bli uppkomma vid låga t_{1u} med endast tilluftvärmning från taknära inbläsning och en- eller tvåglasfönster.
- Överslagsvis gäller såsom exempel på lokalvärmebalanser med $t_{z1} = t_{2y} = t_I =$ innetemperatur, $t_{z2} = t_{1x} = t_u =$ utetemperatur:
 1. Flerfamiljshus byggt 1950-1975, per lägenhet med $A (\text{m}^2)$ bostadsyta.

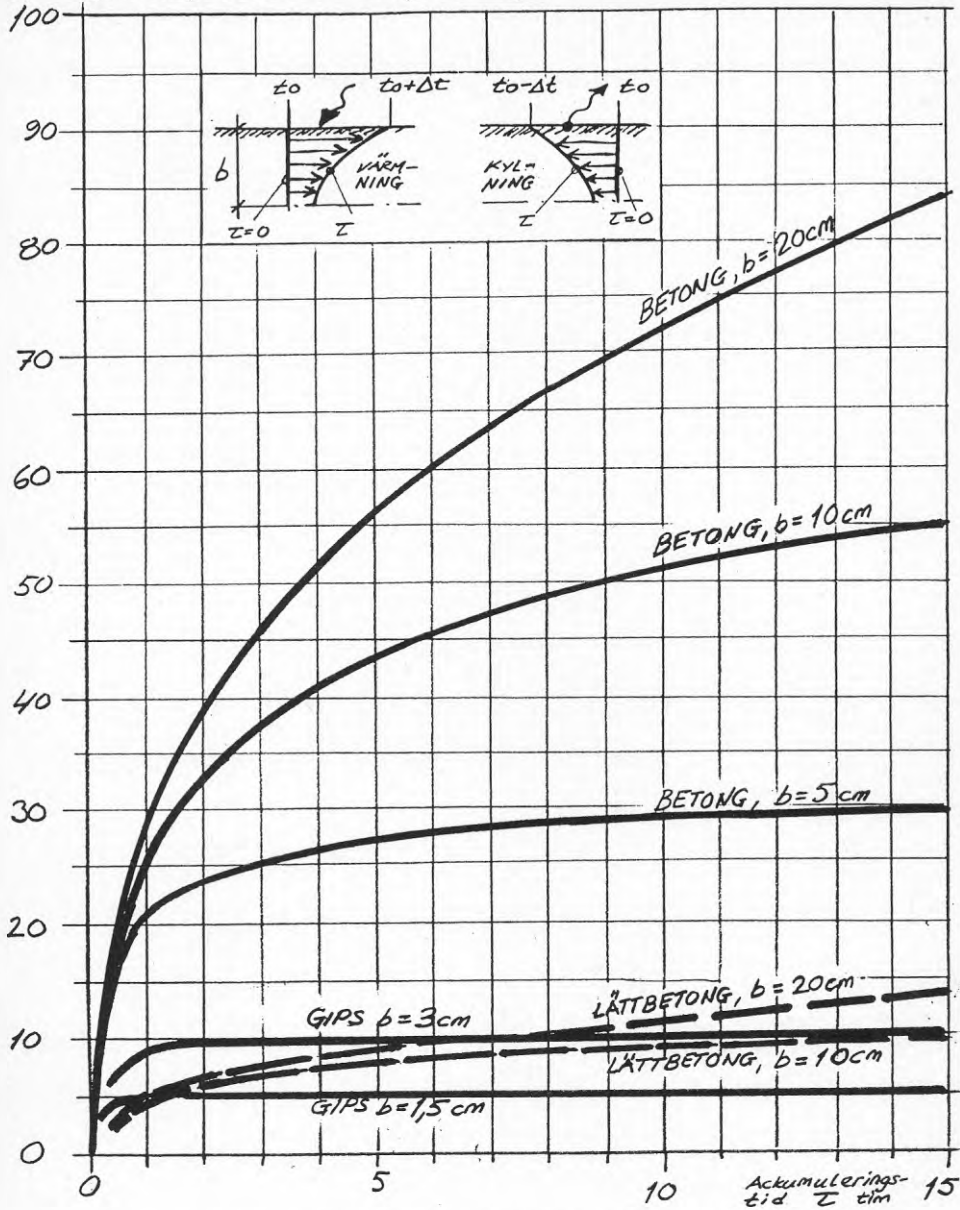
$Q_L = 1.5 \cdot A \cdot (t_I - t_u - 6 + 60 \cdot \Delta t_I / T)$ (W) ... (2.4.)

2. D:o byggt efter 1975

$Q_L = A \cdot (t_I - t_u - 10 + 100 \cdot \Delta t_I / T)$ (W) ... (2.5)

"EFFEKTIV" VÄRMEKAPACITET FÖR NÅGRA BYGG- NADSMATERIAL | FIG 2.5

W Värmekapacitet i Wh per m² yta och °C ytttemp. höjning Δt



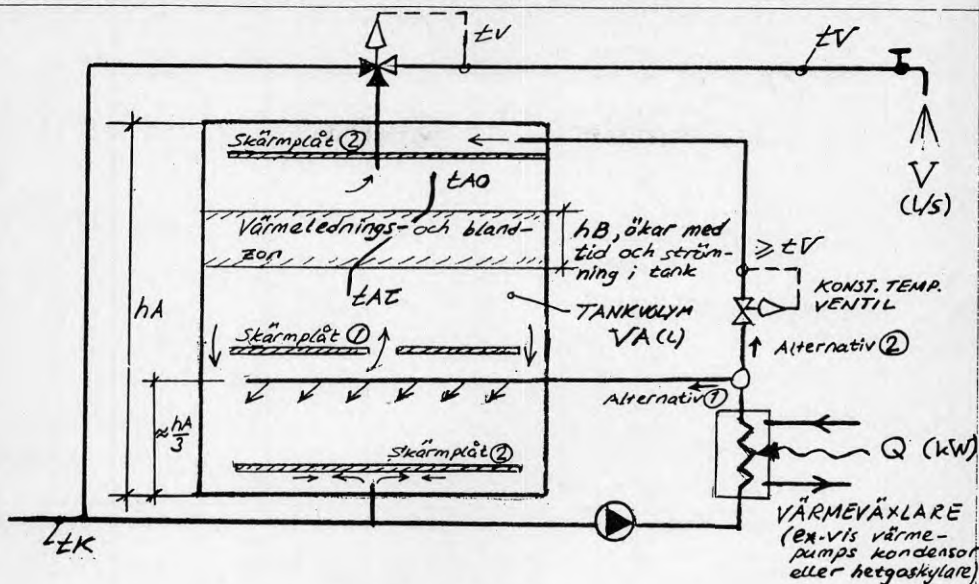
För golv, tak och väggar, som utgör byggnadens ytter- skal, är b hela tjockleken, medan dessa delar skiljan- oliska lokaler i byggnaden får b lika med halva tjockleken.

Exempel på värmekapacitet c hos inredningsmaterial:

Material	$c = Wh/kg, °C$	$\rho \cdot c = Wh/m^3, °C$
Trä	$\approx 0,6$	≈ 400
Tegel, betong, sand, mineralull	$\approx 0,25$	≈ 500 , dock ej mineralull
Stål	0,13	1000
Koppar	0,11	1000
Aluminium	0,25	700



DIMENSIONERING AV TAPPVATTENACKUMULATOR



Dimensionerande tappflöde V (l/s) pågår tid T (s)

OBS! Vid större Q/V blir VA dimensionerad av V enligt FIG 2.1 (Q_2) med $T \approx 100$ sek, vid mindre Q/V av $V \approx 150$ l/gh under $T \approx 15000$ sek, se FIG 2.2.

I. ALLMÄN VÄRMEBALANS:

- $tV < tA0 =$ temp. i tank vid tappnings start
- $tA0 - \Delta tA =$ medeltemp. i tank vid tappnings slut, $tV \geq tAT$
- $tV =$ medeltemp. för tappning

$$4,2 \cdot V \cdot T \cdot (tV - tK) = 4,2 \cdot VA \cdot \Delta tA + Q \cdot T$$

som medför tankvolympbehov

$$VA = (V \cdot (tV - tK) - 0,24 \cdot Q \cdot T) / \Delta tA \quad (L) \quad \dots (3.1)$$

II. TAPPNING VID FULLSTÄNDIG BLANDNING MED $tV = tA =$
= SAMMA TEMP. I HELA TANKEN UNDER TAPPNINGSPERIOD T :

- $tV = tA0$ vid tappnings början.
- $tV = tAT$ " " " " slut.

$$4,2 \cdot (tA - tK) \cdot V \cdot \Delta T = 4,2 \cdot \Delta tA \cdot VA + Q \cdot \Delta T$$

som medför tankvolympbehov

$$VA = V \cdot T / \ln[(tA0 - tK - 0,24 \cdot Q/V) / (tAT - tK - 0,24 \cdot Q/V)] \quad (L) \quad \dots (3.2)$$

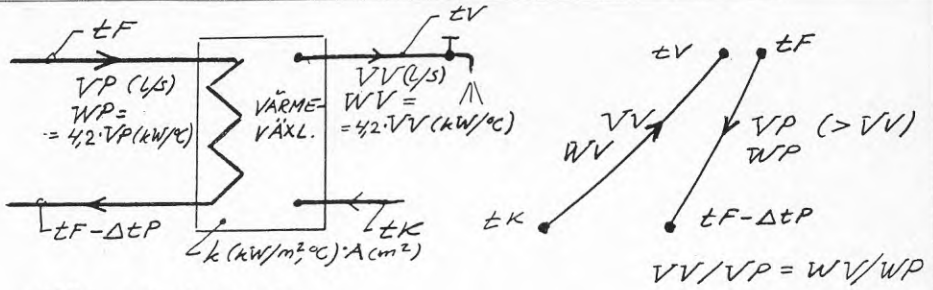
För den allmänna värmebalansen enligt I gäller uppskattningsvis:

- Utan skärmläde i alternativ ① blir $\Delta tA \approx tA0 - tV - 2 \text{ à } 5^\circ C$
- " " " " " " " " ② " " $\Delta tA \approx 0,5 \cdot (tA0 - tK)$
- Med " " " " " " " " ① " " $\Delta tA = \max. 0,6 \cdot (tA0 - tK)$
- " " " " " " " " ② " " $\Delta tA \approx 0,8 \cdot (tA0 - tK)$

Ju längre tappningsperiod T som är dimensionerande, desto större höjde hB för blandnings- och ledningszon erhålls och därmed lägre ΔtA .



DIMENSIONERING AV TAPPVATTENVÄRMEVÄXLARE



Värmebalanser:

$$\begin{cases} WV \cdot (tV - tK) = WP \cdot \Delta tP = QV \\ k \cdot A \cdot \vartheta_m = QV \\ \vartheta_m = \frac{[(tF - \Delta tP - tK) - (tF - tV)]}{\ln \frac{(tF - \Delta tP - tK)}{(tF - tV)}} \end{cases}$$

ger $tF = \frac{tV + (tV - tK) \cdot (1 - WV/WP)}{e^{(1 - WV/WP) \cdot k \cdot A / WV} - 1}$... (B.3)

Exempel Värmeväxlare för 30 lägenheter ger $VV = 1,7$ l/s, se QS i FIG 2.1. $WV = 7,1$ kW/°C
 $k = 2$ kW/m²°C $tV - tK = 45 - 5 = 40$ °C

Med $VV/VP = a = WV/VP$

$$tF = 45 + 40 \cdot (1 - a) / [e^{(1 - a) \cdot 0,28 \cdot A} - 1]$$

A (m ²) =		5			10			20		
VP (l/s) =	2	3	4	2	3	4	2	3	4	
a =	0,85	0,57	0,43	0,85	0,57	0,43	0,85	0,57	0,43	
tF =	70,7	65,8	63,7	56,5	52,4	50,8	49,6	46,7	46,0	

Optimering av A och VP skall utföras med hänsyn till:

- Marginalkostnad för A,
- Pumpens driftkostnadsändring för ändrat VP, se FIG 4.1, för aktuellt värmebärarsystem
- Värmepumpens driftkostnadsändring för ändrat tF från ändrat VP och A, när tappvattenvärmingen bestämmer behövligt tF, se FIG 6.1 - 6.4.

För bostadsvärmning blir normalt optimalt

$$tF - tV = 3 \text{ à } 5 \text{ °C}$$

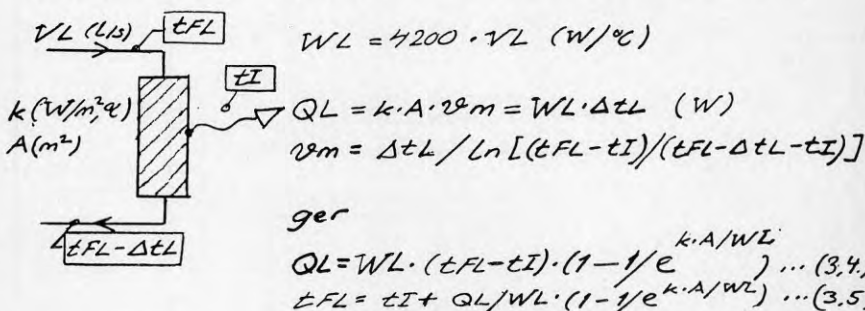
$$VP = 1,5 \text{ à } 2 \cdot VV$$

FRAMLEDNINGSTEMPERATUR TILL LOKALVÄRMARE

1. BATTERIER FÖR VÄRMNING FLÄKTFORCERAT LUFT-
FLÖDE \dot{V} (m^3/s).

\dot{t}_F beräknas enligt ekv. 3.3 i FIG 3.2 med $WV = 1,2 \cdot \dot{V}$ ($kW/^\circ C$)

2. RADIATORER OCH EGENKONVEKTIONS-ELEMENT.



Exempel Given radiatoryta enligt a. med två olika driftförhållanden, b. och c., och tillhörande \dot{t}_F .

- a. "Konventionell" dimensionering för $80 m^2$ lägenhet, be-teckningar, se FIG 2.4.

$Q_I = 0$, $t_{z1} = t_{z2} = t_I = +20^\circ C$, $t_{z2} = t_{ix} = t_{cx} = -20^\circ C$, $\Delta t_{z1} = 0$
och
 $g \cdot c \cdot \Sigma V_{ix} = g \cdot c \cdot \Sigma V_{z2} = 120 (m^3/h) \cdot 0,33 (Wh/m^3 \cdot ^\circ C) = 40 W/^\circ C$,
 $\Sigma k_z \cdot A_z = 60 W/^\circ C$ ger $Q_L = (60 + 40) \cdot (20 + 20) = 4000 W$.

$k = 10$, $t_{FL} = +80^\circ C$, $\Delta t_L = 20^\circ C$ ger $v_m = 20 / \ln 60/40 = 49\%$
och radiatorytbehov $A = 4000 / 49 \cdot 10 = 8,2 m^2$. För säkerhetsmarginal har $A = 10 m^2$ valts,
 $W_L = 4000 / 20 = 200 W/^\circ C$ ($0,048 l/s$)

- b. Verkliga normalförhållanden avviker från a. genom att $Q_I = 600 W$ och $k \cdot A = 1,15 \cdot 10 \cdot 10 = 115 W/^\circ C$ på grund av att radiator-systemets rörledningar ger 15% ökning av värmeavgivningskapaciteten. Detta ger, se ekv. 3.5, för $t_I = +20^\circ C$:

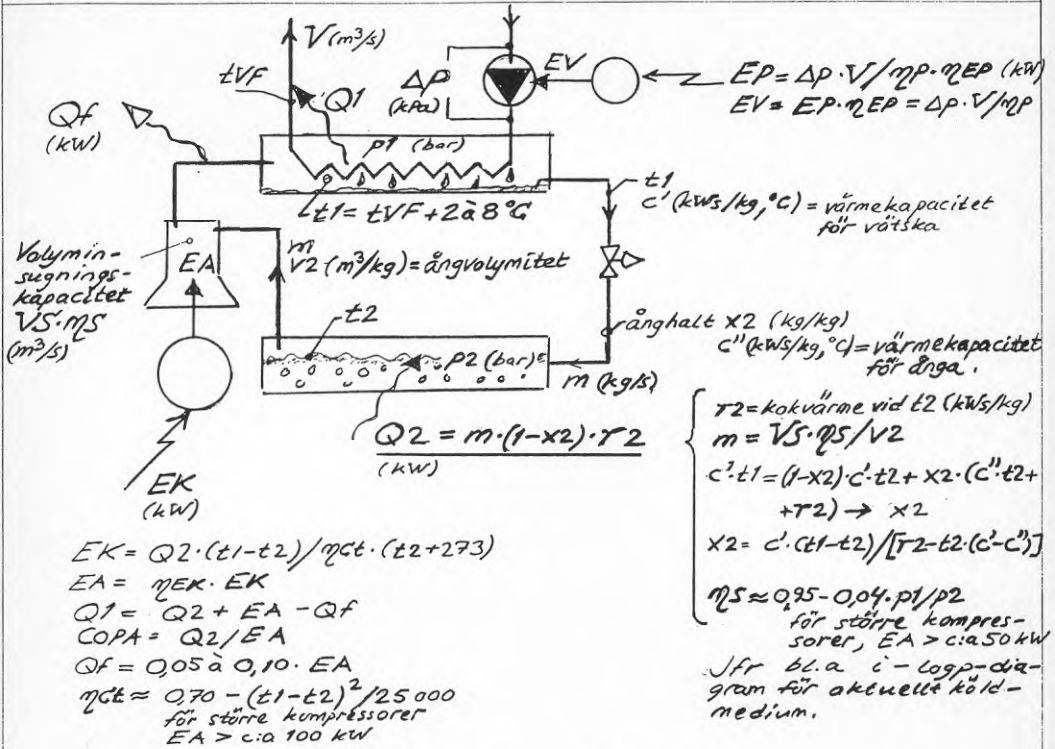
$t_{FL} = 20 + 3400 / 200 \cdot (1 - 1/e^{115/200}) = +59^\circ C$

- c. På grund av bristfällig instrypning av radiator- och frånluftsystem blir $W_L = 0,5 \cdot 200 = 100 W/^\circ C$ ($0,024 l/s$) och $g \cdot c \cdot \Sigma V_{ix} = g \cdot c \cdot \Sigma V_{z2} = 160 (m^3/h) \cdot 0,33 (Wh/m^3 \cdot ^\circ C) = 53 W/^\circ C$ för en lägenhet.

I detta fall behövs för $Q_L = (60 + 53) \cdot 40 - 600 = 3920 W$, som nu krävs för $t_I = +20^\circ C$

$t_{FL} = 20 + 3920 / 100 \cdot (1 - 1/e^{115/100}) = +77^\circ C$

EFFEKTSAMBAND FÖR VÄRMEPUMP MED VÄRMEBÄRAREPUMP



Totalt elbehov E_t påverkat av t_{VF} och t_1 :

$$E_t = EK + EP = \frac{Q_2 \cdot (t_1 - t_2)}{\eta_{GT} \cdot (t_2 + 273)} + \Delta p \cdot V / \eta_{p, EP}$$

varvid Q_2 minskar med ökande t_1 , eftersom η_S avtar med högre kondenseringstryck p_1 och x_2 också därvid ökar

Total värmeleverans Q_t :

$$Q_t = Q_1 + EV = Q_2 + EA - Q_f + EP \cdot \eta_{EP} = \frac{Q_2 \cdot (1 + 1/COPA) - Q_f + \Delta p \cdot V / \eta_p}{}$$

Med given dimensionering av värmebärarsystem blir

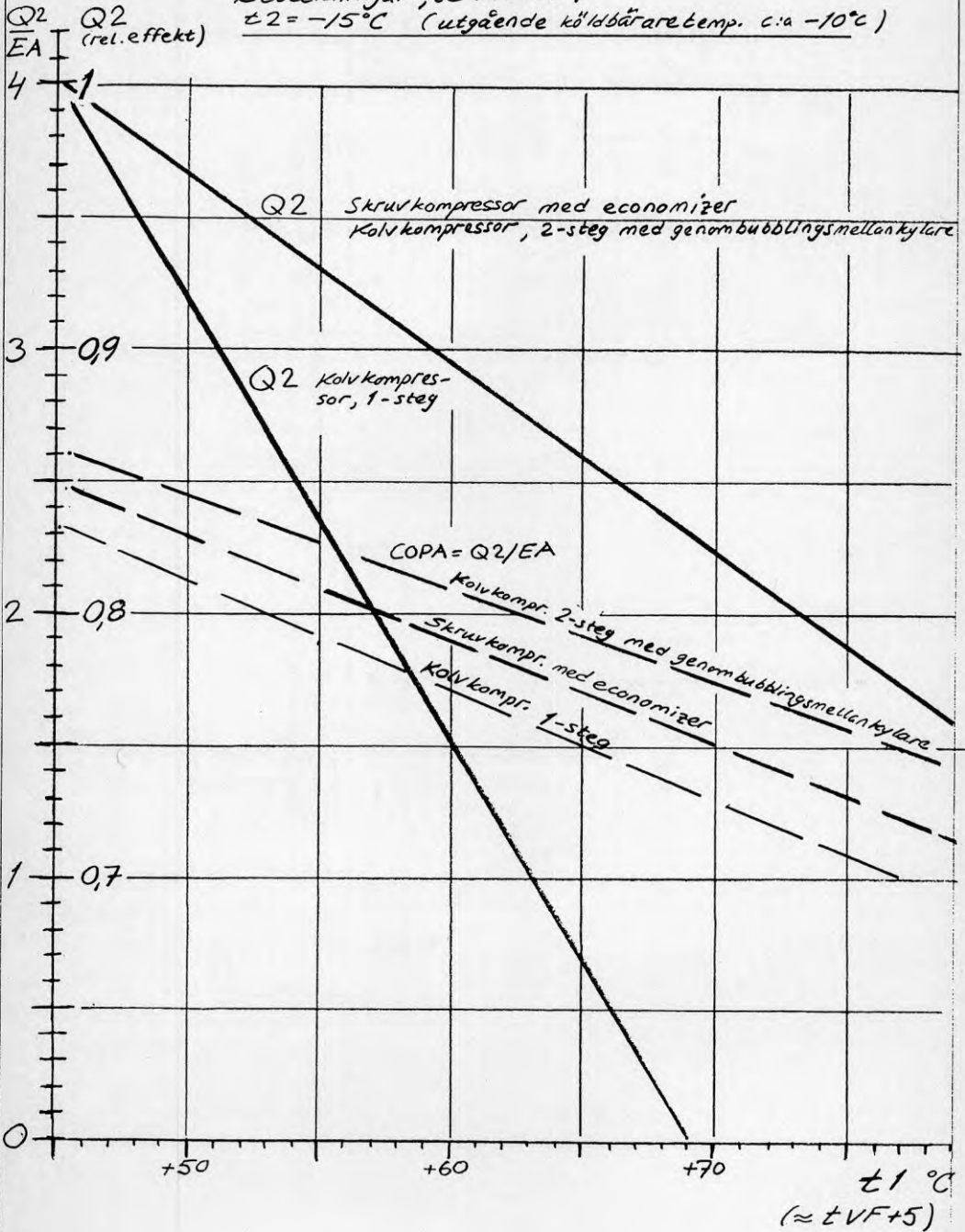
$$\Delta p \sim V^2 \text{ och } EP \sim V^3$$



KYLEFFEKT Q_2 OCH $COPA = Q_2/EA$ BEROENDE AV t_1 OCH t_{VF}

Beteckningar, se FIG 4.1.

$t_2 = -15^\circ\text{C}$ (utgående köldbäraretemp. c:a -10°C)



ARI NDE/PROJ

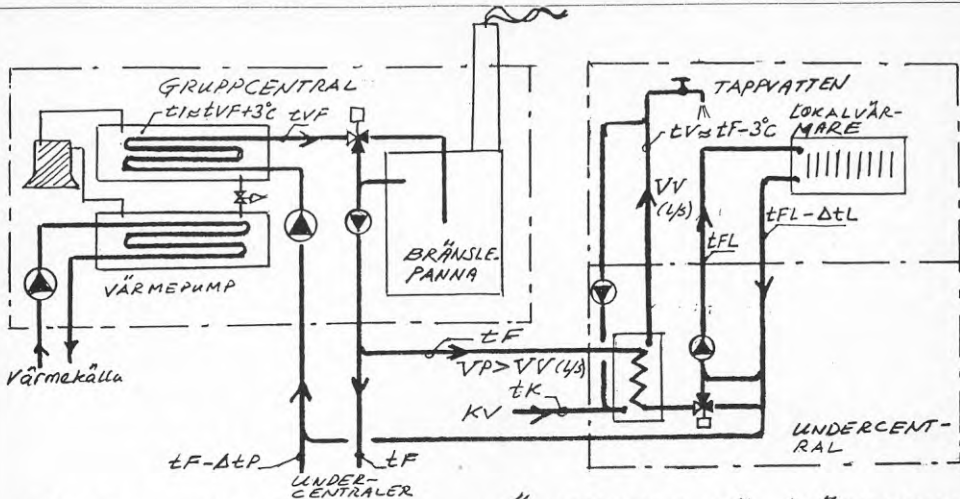
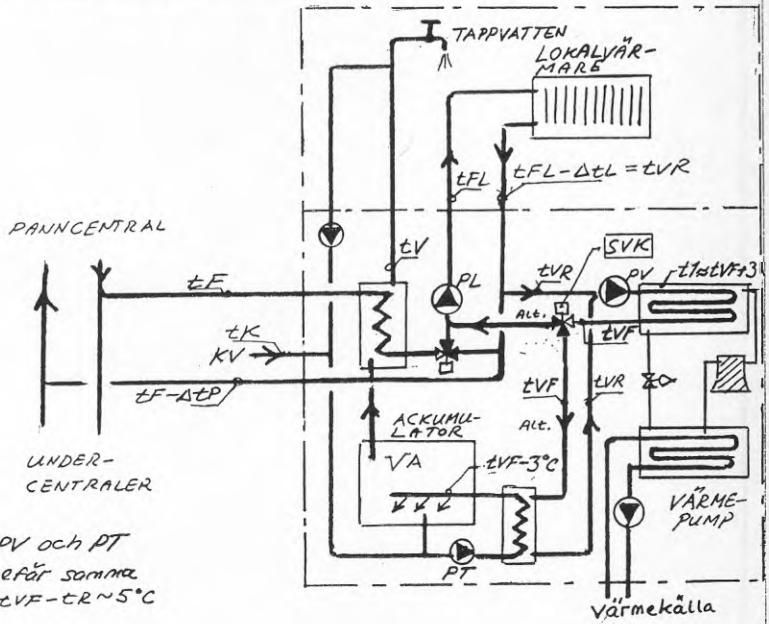


FIG 5.1. INKOPPLING TILL VÄRMESYSTEM FÖR VÄRMEPUMP I GRUPPCENTRAL, MIN C:Å 200 LÄGENHETER



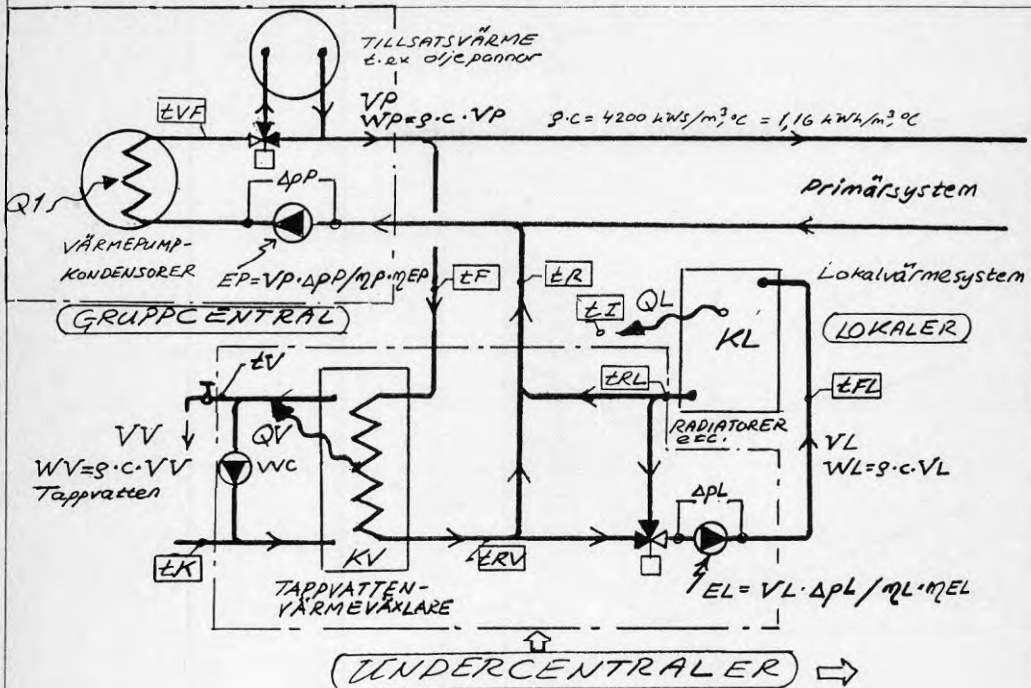
Pumpar PL, PV och PT skall ha ungefär samma vattenflöde, $tVF - tR \approx 5^\circ C$

FIG 5.2. INKOPPLING TILL VÄRMESYSTEM FÖR VÄRMEPUMP I PANN-ELLER UNDERCENTRAL, MAX C:Å 200 LÄGENHETER.

DIMENSIONERINGAR FÖR VA, tF, tVF, tFL VISAS I FIG 3.1-3.3.



VÄRME- OCH TEMPERATURBALANSER FÖR BYGGNADSVÄRMESYSTEM.



Jfr FIG 2.4., 3.2. och 3.3.

$$\begin{cases} Q_L + Q_V = WP \cdot (t_F - t_R) \\ Q_V = WV \cdot (t_V - t_K) = WP \cdot (t_F - t_{RV}) = KV \cdot (t_F - t_V) - (t_{RV} - t_K) / \ln(t_F - t_V) / (t_{RV} - t_K) \\ Q_L = WL \cdot (t_{FL} - t_{RL}) = KL \cdot (t_{FL} - t_{RL}) / \ln(t_{FL} - t_I) / (t_{RL} - t_I) \\ Q_L = KI \cdot (t_{In} - t_W) = \text{Lokalvärmebehov för transmission och ventilation minus intern värme} \end{cases}$$

vilket ger;

Lokalvärmningen kräver, med Q_V som dygnsmedelvärde för tappvatten-
värmeeffekt, om antalet anslutna lägenheter överstiger något hundratal:

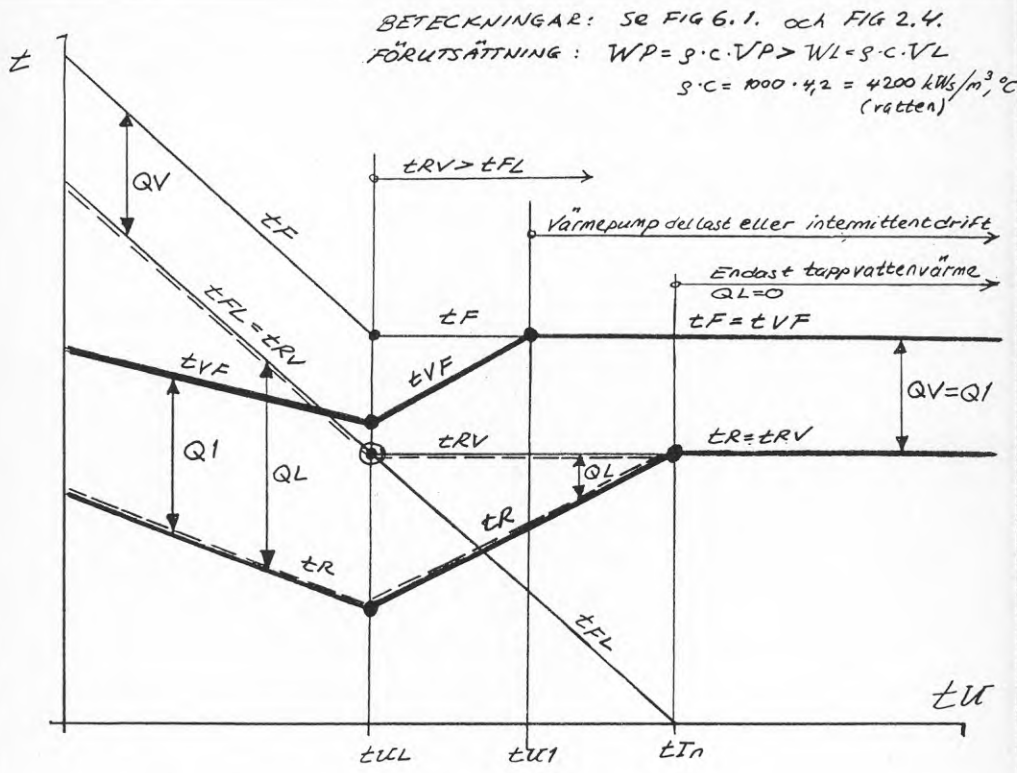
$$t_{RV} = t_F - Q_V / WP = t_{FL} = t_I + KI \cdot (t_{In} - t_W) / WL \cdot (1 - 1/e^{KL/WL}) \dots (6.1)$$

Tappvattenvärmningen kräver, med VV som summan av undercentralernas
dimensionerande tappvarmvattenflöde, se FIG 2.1.:

$$t_F = t_V + (1 - VV/VP) \cdot (t_V - t_K) / (e^{(1 - VV/VP) \cdot KV/WV}) \dots (6.2)$$

Den av ekv. 6.1. och 6.2 som ger högsta t_F bestämmer behörligt
 t_F . $VP \geq VV$ och $VP \geq VL$ har förutsatts, vilket också ger
bästa totalekonomi vid värmepump användning.

$$t_{VF} = t_R + Q_I / WP = t_F - (Q_V + Q_L - Q_I) / WP \dots (6.3)$$



$$QV = WP \cdot (tF - tRV) \quad tRV = tF - QV/WP$$

$$QL = a - b \cdot tU, \quad a \text{ och } b > 0 \quad QL = (tRV - tR) \cdot WP$$

$$QI = c + d \cdot tU, \quad c \text{ och } d > 0 \quad QI = (tVF - tR) \cdot WP$$

$QI = QL + QV$ ger $c + d \cdot tU1 = a - b \cdot tU1 + QV$ och

$$tU1 = (a + QV - c) / (b + d)$$

$tFL = tRV = tF - QV/WP$, när $tU = tUL$.
 $tFL = e - f \cdot tU$ ger $tUL = (e + QV/WP - tF) / f$
 $tIn = tI - QI / (\sum k \cdot A + \sum V \cdot \rho \cdot c) \quad \rho \cdot c = 1,2 \cdot 1,0 = 1,2 \text{ kWh/m}^3 \cdot ^\circ\text{C}$
 (Luft)

$tU > tU1$ $tVF = tF = \text{konstant}$
 $tU < tU1$ $tVF = tR + QI/WP = tF - (QV + QL - QI) / WP =$
 $= tF - (QV + a - c - (b+d) \cdot tU) / WP$
 med $tF = \text{konstant}$, för $tU > tU1$
 $tF = tFL + QV/WP = e - f \cdot tU + QV/WP$, för $tU < tU1$,
 vilket ger $tVF = e - f \cdot tU - (a - c - (b+d) \cdot tU) / WP$



PRAKTIKFALL FRÄMLEDNINGSTEMPERATURER

FAGERSJÖ

Gruppcentral.
30 undercentraler.
C:a 900 lägenheter.
ä c:a 70 m² i me-
deltal.
Byggnadsår c:a 1963.

QV = 600 kW, dygnsmedelvärde inkl. vvc- och
kulvert, jfr FIG 2.2.

QL = 100 · (22 - 6 - t_U) = 1600 - 100 · t_U kW,
dygnsmedelvärde vid samma innetemp. t_I =
+22°C vid dygnets början och slut, Δt_I = 0, internt
värmetillskott c:a 600 W/lgh, dygnsmedel-
utetemp. = t_U, jfr FIG 2.4, ekv 2.4
KL = 100 kW/°C och WL = 270 kW/°C, vilka
är normala dimensioneringsvärden för bostäder.

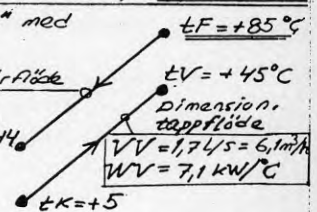
FIG 6.2. → t_{FL} = 22 + (1600 - 100 · t_U) / 270 · (1 - 1/e^{100/270}) = 41,1 - 1,20 · t_U

A. Före värmepump-
installation 1984.
t_F = +85 till
+90°C används
hela året, enär
tappvattenvärm-
ningen kräver
detta.

För "medelundercentral" med
30 lgh, jfr FIG 2.1.:

VP = 180/30 = 6 m³/h
WP = 7,0 kW/°C

KV = 7,1 · 40/40 =
= 7,1 kW/°C, underc.



Total kapacitet för tappvattenvärmning

KV = 30 · 7,1 = 210 kW/°C. Enligt fabriksdata

c:a 30% högre kapacitet. Betydande kalkning på ytor i
rörvärmväxlarna ej osannolikt från den höga
primärvattentemp. t_F liksom andra beläggningar.

B. Efter värmepump-
installation 1984,
VP ökas till 300 m³/h,
tappvattenrörvärme-
växlare utbyts mot
plattvärmväxlare
för t_F - t_V = 10°C.
Total kostnad här-
för c:a 1000 000 kr

För "medelundercentral" med
30 lgh.:

VP = 300/30 = 10 m³/h
WP = 11,6 kW/°C

ERV = 55 - 40 · 7,1/11,6 = +39,5

KV = 40 · 7,1 · ln(25,5/10) / 15,5 =
= 17,2 kW/°C, underc.

= 30 · 17,2 = 520 kW/°C totalt

FIG 6.2.:

a = 1600 b = 100 c = 2200 d = 40

e = 41,1 f = 1,20 QV/WP = 600/350 = 1,7

t_{UI} = (1600 + 600 - 2200) / (100 + 40) = 0°C

t_{UL} = (41,1 + 1,7 - 55) / 1,20 = -10°C

t_U > t_{UI} : t_{VF} = +55°C

t_{UL} < t_U < t_{UI} : t_{VF} = 55 + 0,40 · t_U

t_U < t_{UL} : t_{VF} = 41,1 - 1,20 · t_U + 1,7 + 0,40 · t_U
= 42,8 - 0,80 · t_U

Utluftvärmepumpens
värmeeffekt Q₁ =
= 2200 + 40 · t_U kW



PRAKTIK FALL FRAMLEDNINGSTEMPERATURER, FORTS.

C. Förutsättningar som B men radiatorvattenflöde strypt för WL = 150 kW/°C, VL = 130 m³/h

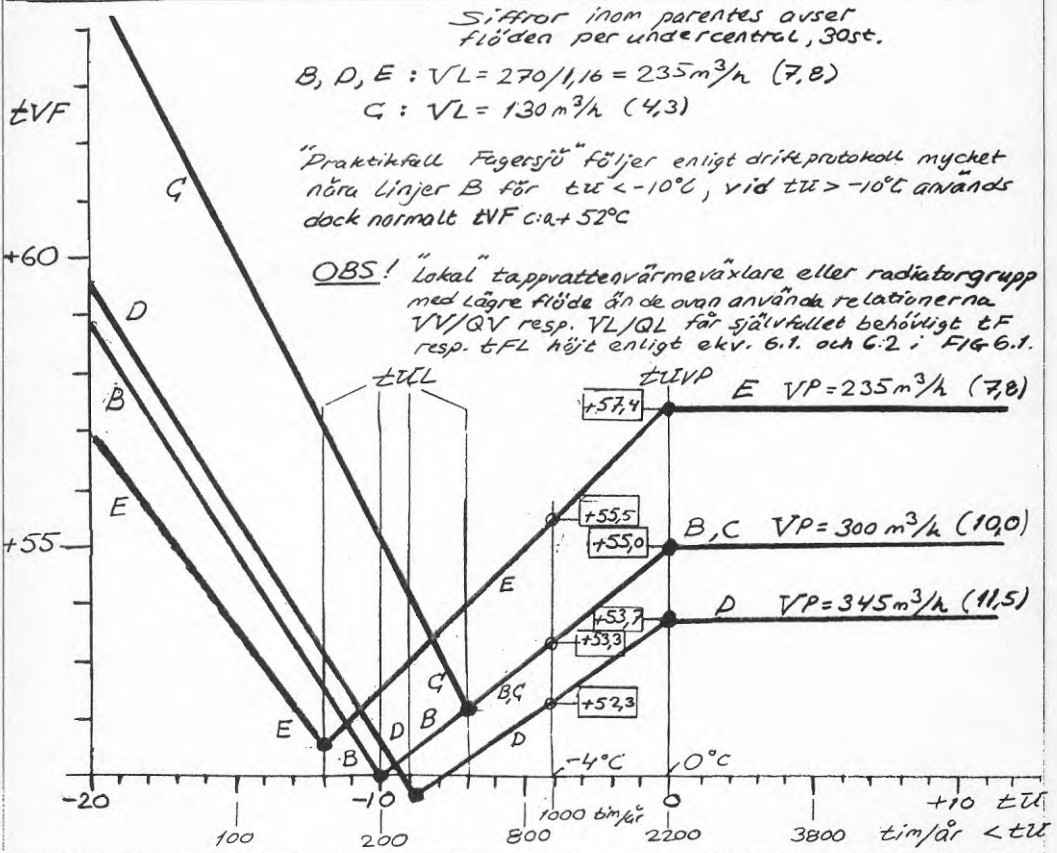
$$\begin{aligned} \pm F_L &= 22 + (1600 - 100 \cdot t_{UL}) / 150 \cdot (1 - 1/e^{100/150}) = \\ &= 43,9 - 1,37 \cdot t_{UL} \\ t_{UL} &= (43,9 + 1,7 - 55) / 1,37 = -7^\circ\text{C} \\ t_U > t_{U1} : \pm V_F &= +55,5^\circ\text{C} \\ t_{UL} < t_U < t_{U1} : \pm V_F &= 55 + 0,40 \cdot t_{UL} \\ t_U < t_{UL} : \pm V_F &= 43,9 - 1,37 \cdot t_{UL} + 1,7 + 0,40 \cdot t_{UL} = 45,6 - 0,97 \cdot t_{UL} \end{aligned}$$

D. Förutsättningar som B men primärvattenflöde ökat för WP = 400 kW/°C, VP = 345 m³/h, VV/VP = 30,6, 1/345 = 0,53

$$\begin{aligned} \pm F &= 45 + 40 \cdot 0,47 / (e^{0,47 \cdot 520 / 30,6} - 1) = +53,7 \\ t_{UL} &= (41,1 + 600 / 400 - 53,7) / 1,20 = -9^\circ\text{C} \\ t_U > t_{U1} : \pm V_F &= +53,7^\circ\text{C} \\ t_{UL} < t_U < t_{U1} : \pm V_F &= 53,7 + 140 \cdot t_{UL} / 400 = 53,7 + 0,35 \cdot t_{UL} \\ t_U < t_{UL} : \pm V_F &= 41,1 - 1,20 \cdot t_{UL} + 600 / 400 + 0,35 \cdot t_{UL} = 42,6 - 0,85 \cdot t_{UL} \end{aligned}$$

E. Förutsättningar som D, men primärvattenflöde minskat för WP = 270 kW/°C, VP = 235 m³/h, VV/VP = 183/235 = 0,78

$$\begin{aligned} \pm F &= 45 + 40 \cdot 0,22 / (e^{0,22 \cdot 520 / 21,3} - 1) = +57,4 \\ t_{UL} &= (41,1 + 600 / 270 - 57,4) / 1,20 = -12^\circ\text{C} \\ t_U > t_{U1} : \pm V_F &= +57,4^\circ\text{C} \\ t_{UL} < t_U < t_{U1} : \pm V_F &= 57,4 + 140 \cdot t_{UL} / 270 = 57,4 + 0,52 \cdot t_{UL} \\ t_U < t_{UL} : \pm V_F &= 41,1 - 1,20 \cdot t_{UL} + 600 / 270 + 0,52 \cdot t_{UL} = 43,3 - 0,68 \cdot t_{UL} \end{aligned}$$



Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 850695-4
från Statens råd för byggnadsforskning till Skandinavisk
Termoekonomi AB, Stockholm.

R49: 1990 Inkopplingsprincipers och inregleringsmetoders inverkan på värmepumpsystemens prestanda L-O Glas

R49: 1990

ISBN 91-540-5208-4

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art. nr: 6801049

Abonnemangsgrupp:
Ingår ej i abonnemang

Distribution:
Svensk Byggtjänst
171 88 Solna

Cirkapris: 41 kr exkl moms