

UPPSATS FÖR LICENTIATEXAMEN

Tappvattenvärmning med värmepump

Förutsättningar för systemutveckling i småhus

JESSICA BENSON

Building Services Engineering
Department of Energy and Environment
CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Göteborg, Sweden 2012

Tappvattenvärmning med värmepump
Förutsättningar för systemutveckling i småhus
Jessica Benson

© JESSICA BENSON, 2012

Licentiatuppsats vid Chalmers tekniska högskola
ISSN 1652-6007

Technical report D2012:03
Building Services Engineering
Department of Energy and Environment
Chalmers University of Technology
SE-412 96 GÖTEBORG
Sweden
Telephone +46 (0)31 772 1000

Printed by
Chalmers Reproservice
Göteborg 2012

ABSTRACT

This licentiate thesis deals with system solutions for heat pump hot water heating in Sweden. Hot water heating requires higher temperatures than space heating and therefore lowers the annual performance of the heat pump system. In existing single family houses, space heating represents the majority of heat pump delivered energy. The demand for space heating decreases in new buildings meanwhile the demand for hot water heating remains, concurrently efficient hot water heating becomes more important.

The choice of system solution affects the possibility to save energy. The prerequisites for system development in small houses are examined in this work. It is done partly by a summary of today's heat pump systems, i.e. the heat pump unit and storage tank, based on different principles for hot water heating. The summary includes pros and cons with these system solutions. The work is also done partly by a survey of demands, requirements, recommendations and testing methods for hot water that can influence the system design. In addition, analysis of data from field measurements on three domestic heat pump systems shows demands, energy relationships and heat pump operation in existing single family houses.

Heat pump hot water heating requires some kind of storing of energy since the instantaneous power requirement for hot water heating is huge and the heat pump power is designed for the space heating demand. Typically, tap water is stored in a tank and natural convection is used for the hot water heating. It is important to maintain the temperature stratification in order to maximize the energy extraction from the storage tank. Systems depending on natural convection for water heating, risk unwanted mixing when tapping or recharging occurs. In order to avoid this, the design of the system is important. Storing of water in a closed water loop system decreases the risk of Legionella growth and makes it possible to use a simpler and cheaper tank, compared to fresh water storage as in conventional systems. Hot water heating in an external heat exchanger lowers the risk of mixing in the tank. The heat exchanger dimensions and power can be chosen more freely since it is not limited by the space in the tank as with internal heat exchange.

Few measurements on tap water usage are available from single family houses while many exist for multifamily buildings. Standard estimate energy usage for hot water heating is typically between 4000-5000 kWh/year in single family houses. The results from a questionnaire survey made for single family houses with new heat pump installations, shows that the users are well satisfied with the amount and temperature of hot water.

Testing methods for hot water heaters tend to move towards detailed tapping patterns that should represent the hot water demand during an actual day instead of a few and large tappings. Even energy efficiency is dealt with in the testing methods by requirements on system efficiency for hot water heaters according to the Ecodesign Directive. Demands on hot water have low impact on the heat pump dimensioning, however tapping patterns can be of importance for the heat pump control system design.

The operation of three heat pump systems in single family houses is shown through analysis of data from field measurements. Two of the systems are equipped with a desuperheater. The analysis shows annual demand, monthly variations of energy use and detailed heat pump operation during both a summer and winter week.

Simplicity and manufacturing costs are prioritized when designing heat pump systems and performance of hot water heating has not been prioritized in existing system solutions. System design can and has been affected by testing methods when connected to a performance requirement. Requirements in the national building code such as limited maximum power for space heating have been important. Potential for system improvements exist with capacity control and better insulation.

Keywords

Heat pump, hot water, system solutions, measurements

FÖRORD

Detta arbete har genomförts på avdelningen Installationsteknik, institutionen Energi och miljö, Chalmers tekniska högskola. Projektet behandlar dagens värmepumpssystem och tappvattenvärmning med värmepump i småhus.

Till mina handledare Per Fahlén och Jan-Olof Dalenbäck vill jag rikta ett tack för stöd och värdefulla diskussioner gällande mitt arbete. Stort tack till Jan-Olof Dalenbäck för hjälp och engagemang i färdigställandet av uppsatsen. Tack till Sofia Stensson för underhållande och givande diskussioner under hela arbetets gång. Tack till övriga medarbetare på Installationsteknik som på olika sätt bidragit.

Projektet har finansierats genom Effsys+ och flera företag har deltagit. Jag vill tacka er alla för ett gott samarbete.

Slutligen vill jag tacka min kära familj, Ola och Vilhelm, för hjälp och stöd på alla sätt och vis.

This Licentiate thesis has been funded by the Swedish Energy Agency through their national research program EFFSYS2 and EFFSYS+ in corporation with our industrial partners SP, Grundfos, Wilo, Thermia, IVT, Nibe, Viessmann, ESBE, Schneider Electric, Honeywell, ILA, JEFF, Alfa Laval and Boröpannan.

SAMMANFATTNING

Licentiatarbetet behandlar systemlösningar för tappvattenvärmning med värmepump. Tappvattenvärmning kräver högre temperatur än rumsvärme och reducerar därmed värmepumpssystemets årsvärmefaktor. Rumsuppvärmning utgör majoriteten av leverad energi från värmepump i befintliga småhus. I takt med att rumsvärmebehovet minskar i nybyggnation medan behovet av tappvarmvatten kvarstår blir effektivare tappvattenvärmning allt viktigare.

Val av systemlösning påverkar möjligheterna till energibesparing. Förutsättningar för systemutveckling i småhus undersöks i licentiatarbetet. Dels genom en sammanställning av dagens villavärmepumpssystem, det vill säga värmepump och varmvattenberedare, baserad på olika principer för tappvattenvärmning. Sammanställningen inkluderar för- och nackdelar med dessa systemlösningar. Dels genom en genomgång av behov, krav, rekommendationer och provningar gällande tappvarmvatten, vilka kan påverka systemutformningen. Dessutom analyseras data från fältmätningar på tre villavärmepumpssystem för att visa behov och energiförhållanden och värmepumpens drift i befintliga småhus.

Tappvattenvärmning med värmepump kräver någon form av lagring av energi då det momentana effektbehovet är stort och värmepumpens effekt är dimensionerad efter behovet för rumsuppvärmning. Typiskt lagras tappvatten i en tank och vid tappvattenvärmning nyttjas vanligen egenkonvektion. Viktigt vid lagring av tappvatten är att bibehålla temperaturskiktningen för att maximera energiuttaget. System som är beroende av egenkonvektion vid uppvärmning riskerar att få oönskad omblandning vid tappning eller återladdning. Systemets utformning är viktig för att undvika detta. Lagring i dött vatten istället för färskvatten minskar risken för legionellatillväxt och möjliggör för en enklare och billigare tank. Värmning av tappvatten i en extern värmeväxlare minskar risken för omblandning i tanken. Då kan värmeväxlarens effekt väljas friare då den inte begränsas av utrymmet i tanken som vid intern värmeväxling.

Det finns få mätningar på tappvattenanvändning för småhus men desto fler för flerbostadshus. Schablonvärdet för energin till tappvarmvattenberedning ligger typiskt mellan 4000-5000 kWh/år i småhus. Resultaten från en enkätstudie gjord för hushåll med nya värmepumpsinstallationer visar att brukarna är väl tillfredsställda med mängd och temperatur på tappvarmvattnet.

Trenden för provning av tappvattenvärmare har gått mot detaljerade tappmönster som ska representera tappvattenbehovet under ett verkligt dygn, istället för få och stora tappningar. Även energieffektivitet behandlas i provningsmetoder genom krav på systemverkningsgrad för tappvattenvärmare enligt ekodesigndirektivet. Tappvattenbehov har liten inverkan på värmepumpens dimensionering idag men tappmönster kan ha betydelse för värmepumpens styrning.

Genom analys av data från fältmätningar visas funktionen hos tre värmepumpssystem i småhus. Två av systemen är utrustade med hetgasväxlare. Analysen visar årsbehov, månadsvisa variationer i energi och mer detaljerad värmepumpdrift under en sommar- respektive en vintervecka.

Enkelhet och tillverkningskostnad prioriteras vid systemutformning och prestanda för tappvattenvärmning har inte varit i prioritet i dagens systemlösningar. Faktorer som har påverkat och kan påverka systemutvecklingen för framtidens system är provningsstandarder om det finns ett prestandakrav kopplat till standarden. Krav i BBR så som installerad maxeffekt har haft betydelse. Förbättringspotential finns med varvtalsstyrning och bättre isolering.

Nyckelord

Värmepump, varmvatten, systemlösningar, mätningar

INNEHÅLL

	Sida
ABSTRACT	iii
FÖRORD	v
SAMMANFATTNING	vii
INNEHÅLL	ix
1 INLEDNING	1
1.1 Bakgrund	1
1.2 Syfte och mål	1
1.3 Metod	2
1.4 Rapportens upplägg	2
2 TAPPVARMVATTENBEREDNING	3
2.1 Krav i Boverkets byggregler	3
2.2 System för tappvarmvattenberedning	5
2.3 Provning av tappvarmvattensystem	8
2.4 Tappvarmvattenanvändning	14
2.5 Resultat av enkätstudie	18
2.6 Sammanfattning	19
3 VÄRMEPUMPSSYSTEM	21
3.1 Litteraturgenomgång	21
3.2 Dagens systemlösningar	23
3.3 Dimensionering	31
3.4 System och komponenter	34
3.5 Sammanfattning	39
4 FÄLTMÄTNINGAR	41
4.1 Mätprogram	41
4.2 Sammanställning av mätresultat för ett år	45
4.3 Månadsvis energi och <i>COP</i>	46
4.4 Detaljstudier av veckor	61
4.5 Tappvarmvattenstudier	79
4.6 Sammanställning och slutsatser	84
5 DISKUSSION	89
5.1 Tappvarmvattenbehov	89
5.2 Dagens systemlösningar	89
5.3 Framtida utvecklingsbehov	90
REFERENSER	93
BILAGA – Enkät till värmepumpsägare	97
BILAGA – Systemgränser	103

1 INLEDNING

Detta arbete behandlar tappvattenvärmning med värmepumpar i småhus. Värmepumpar används ofta till tappvattenvärmning i kombination med uppvärmning av bostäder. Behoven av tappvarmvatten och rumsvärme skiljer sig åt gällande temperaturnivå, effekt och energi och ger därmed olika förutsättningar för värmepumpen att arbeta. Val av systemlösning påverkar möjligheterna till energibesparing. Förutsättningar för systemutveckling i småhus undersöks i arbetet.

1.1 Bakgrund

Värmepumpssystem i Sverige levererar vanligen värme både till rumsuppvärmning och till tappvattenvärmning. Då behovet av uppvärmning i bostäder har minskat medan varmvattenbehovet är nära detsamma medför det att energiandelen tappvarmvatten i förhållande till total värme har ökat. För värmepumpen innebär det att en större andel av gångtiden blir tappvattenvärmning och betydelsen för att ha en effektiv lösning för värmning av varmvatten blir allt viktigare. Förhållandet mellan värme och varmvatten har förskjutits från 4-5 i äldre hus till 1-2 i moderna småhus och flerbostadshus.

Tappvarmvattenvärmning kräver höga temperaturer och reducerar därför systemårsvärmefaktorn i konventionella värmepumpslösningar. En av anledningarna till den höga temperaturen är att oron för legionella har medfört krav på höga temperaturer i varmvatteninstallationer.

De tekniska förutsättningarna för värmepumpar har ändrats markant de senaste 25 åren. Nya komponenter som medför nya möjligheter är elektroniskt styrda ventiler, kapacitetsreglerade pumpar och kompressorer, effektiva plattvärmeväxlare och nya köldmedier. Värmepumpar kan förbättras ytterligare genom effektivare komponenter men det kan finnas en stor potential i förbättrade systemlösningar.

Hela värmepumpssystemet med värmepump, tappvattenvärmning och värmesystem kan bli effektivare. Värmepumpen och systemets energieffektivitet kan bedömas med systemverkningsgraden. Faktorer som påverkar systemverkningsgraden är värmebehovet i form av mängd och temperatur, effektdimensionering av värmepump, systemlösning och dess styrning. Dessa faktorer påverkar även energitäckningen och toppeffekten.

1.2 Syfte och mål

Det övergripande syftet med arbetet är att ge underlag till rationella teknikval och systemlösningar för att värma tappvarmvatten med värmepumpar i kombination med rumsuppvärmning i framtida byggnader.

Syftet med det inledande arbetet som beskrivs i den här uppsatsen är att beskriva och diskutera dagens system med fokus på hur man bereder tappvarmvatten. Vilka krav som finns, vad som styr systemutformningen och vilka framtida behov och krav som kan komma att påverka systemutformningen. Det inledande syftet är också att beskriva vilka möjligheter det finns att möta framtida behov och krav.

Tillämpningen för värmepumpssystemen är i första hand småhus, såväl nybyggda som befintliga el-värmda småhus med låga värmebehov. Befintliga småhus och flerbostadshus behandlas i andra hand. Viktiga egenskaper är funktionskritiska egenskaper, det vill säga sådana som man inte kan eller vill ge avkall på, och deras påverkan på systemet ger underlag för att välja systemlösning för olika funktionskrav.

1.3 Metod

Arbetet har genomförts med litteraturstudier, en enkät, flera fältstudier och djupintervjuer med tre värmepumpstillverkare.

Arbetet inleddes med litteraturstudier med fokus på vetenskapliga artiklar och rapporter med avseende på varmvattenbehov samt krav och provningsstandarder för varmvattensystem och värmepumpar. Parallellt gjordes en kartläggning av lämpliga värmepumpsanläggningar för fältmätningar.

För att få en uppfattning om hur småhusägare som har typiska värmepumpar upplever att värmepumparna klarar att bereda varmvatten genomfördes tidigt en större enkätstudie hos drygt 460 småhusägare som nyligen installerat värmepump. Parallellt med studier av dagens systemlösningar har det genomförts en detaljerad utvärdering av långtidsmätningar på flera värmepumpssystem med fokus på varmvattenberedning. Här ingår mätningar i tre av sju värmepumpsinstallationer som en värmepumpstillverkare bidragit med.

I slutskedet av arbetet genomfördes djupintervjuer med tre värmepumpstillverkare för att diskutera preliminära resultat, för och nackdelar med, och inverkan av krav och provningsstandarder på, dagens systemlösningar. Dessutom diskuterades kommande krav och kända utvecklingstrender.

1.4 Rapportens upplägg

Kapitel 2 **TAPPVARMVATTENBEREDNING** beskriver varmvattensystem, provningsstandarder med avseende på varmvatten, ett antal studier av varmvattenbehov samt resultaten från en enkät till värmepumpsägare.

Kapitel 3 **VÄRMEPUMPSSYSTEM** beskriver dagens systemlösningar med sina för- och nackdelar. Här beskrivs och diskuteras också provning och dimensionering av värmepumpssystem.

Kapitel 4 **FÄLTMÄTNINGAR** beskriver mätresultat från tre olika värmepumpsinstallationer, varav två med samma systemlösning. Utvärderingen omfattar såväl sammanställning av månadsvärden som detaljerade mätresultat under korta perioder med fokus på varmvattenbehov och hur värmepumparna bereder varmvatten.

Kapitel 5 **DISKUSSION** behandlar utformning av värmepumpssystem och vilka faktorer som påverkar utvecklingen.

2 TAPPVARMVATTENBEREDNING

Energibehovet till rumsuppvärmning kan beräknas utifrån byggnadens klimatskal, ventilation och temperaturer inomhus samt utomhus. Energibehovet till tappvarmvatten är inte lika enkelt att beräkna och påverkas av vanor och beteende i högre grad. Värmepumpen ska leverera energi för att täcka värmebehovet och tappvarmvattenbehovet.

Energianvändningen till tappvatten påverkas av tappvarmvattenberedningens effektivitet, förluster vid eventuell lagring och distribution samt av storleken på tappvarmvattenanvändningen. Den sistnämnda kan minskas med hjälp av snålspolande armaturer utan att påverka brukarens vanor. På så sätt kan energi sparas och vattenvärmaren får en mindre last att arbeta mot.

Behovet av tappvarmvatten har stor inverkan på systemverkningsgraden för värmepumpar. De faktorer som påverkar systemets utformning och effektivitet är mängden tappvarmvatten, temperaturen på tappvarmvattnet, väntetid och effekt för återladdning då tappvarmvatten lagras samt acceptabel driftekonomi. Förutsättningarna blir olika för olika hus.

En beskrivning av olika tillvägagångssätt för tappvarmvattenberedning och erfarenheter från dessa behandlas i kapitlet liksom de krav och rekommendationer för tappvarmvatten som finns i Boverkets byggregler och som systemet ska uppfylla. System för varmvattenberedning kan utvärderas genom provning och olika provningsstandarder sammanställs i kapitlet. En litteraturstudie och resultat från enkätstudie om tappvarmvattenbehov avslutar kapitlet.

2.1 Krav i Boverkets byggregler

Råd och regler för dimensionering av tappvattensystem finns bland annat i BBR, Boverkets regelsamling för byggande, som gäller för nybyggnation. För befintliga hus gäller de byggregler som var aktuella vid byggåret samt att vattensystem aldrig får vara hälsofarliga enligt miljöbalken.

Regler och råd för tappvarmvatten finns i kapitel 6 i BBR 18. De berör tappvattentemperaturer, mängd och normflöden. Allmänt gäller att byggnader och deras installationer ska utformas så att vattenkvalitet och hygienförhållanden tillfredsställer allmänna hälsokrav. Här följer en sammanfattning och en diskussion kring tolkningen med viktiga krav/rekommendationer markerade i fet stil.

Det finns krav på tappvarmvattnets temperatur som att det ska vara tillräckligt varmt för att sköta personlig hygien och hushållssysslor. Det tillåtna intervallet för tappvattentemperaturen är som lägst 50 °C och som högst 60 °C efter tappstället. Den övre begränsningen är satt för att minska skållningsrisken. För cirkulationsledningar finns kravet att det cirkulerande tappvarmvattnet inte får understiga 50 °C i någon del av installationen. Det finns även en rekommendation för stillastående tappvarmvatten, så som i beredare och ackumulatörer, om att temperaturen inte bör understiga 60 °C. Detta för att minimera tillväxt av legionellabakterier. Rätt tempererat tappvarmvatten ska erhållas **utan besvärande väntetid**. Undantaget enbostadshus, säger rekommendationen att tappvarmvatten bör erhållas inom ca 10 sekunder vid ett flöde av 0,2 l/s.

Rekommenderade normflöden i bostäder är **0,3 l/s för badkar** och **0,2 l/s för övriga tappställen**. För tappvattensystemet som helhet är föreskriftens krav uppfyllt om minst **70 %** av det enskilda tappställets normflöde kan fås då ett sannolikt antal anslutna vattenuttag öppnas samtidigt.

Kravet lyder att installationer för tappvatten ska utformas så att tappvattnet, efter tappstället, är hygieniskt och säkert samt kommer i **tillräcklig mängd**. För enbostadshus finns även en tydligare rekommendation för mängden tappvarmvatten. Där en vattenvärmare bör dimensioneras för att kunna värma 10-gradigt kallvatten som räcker till två tappningar på **140 liter vatten av 40 °C** blandat kall- och varmvatten inom en timme, efter en uppvärmningstid på högst 6 timmar.

2.1.1 Tolkning av BBR

När det gäller mängden tappvarmvatten finns således inget krav utan rekommendation för vattenvärmare om att klara 2 gånger 140 liter tappvarmvatten inom en timme. Det gäller främst ackumulerande värmare eftersom direktvärmning gäller för en genomströmningsberedare. Det är inte tydligt när i samband med tappningarna som den angivna tiden på en timme startar och slutar. Här har det tolkats som att båda tappningarna ska genomföras inom tiden av en timme.

Vilket flöde som avses är oklart, olika dimensioneringsflöden är specificerade för badkar och övriga tappställen. Flödet får stor betydelse på uttagseffekten och avgör därmed dimensioneringen av tappvattenvärmeväxlaren vid direktvärmning av tappvarmvatten, se Tabell 2.1 (Fahlén, Erlandsson, 2010). Flödet påverkar även den tillgängliga uppladdningstiden, med ett högt flöde och snabb tappning finns en längre uppladdningstid disponibel inom den avgränsade timmen.

Skillnaden i tid för tappning med flödena 0,1 l/s och 0,3 l/s blir till exempel över en halvtimme. Tapptiden blir 0,78 h respektive 0,26 h. Om tillgänglig värmeeffekt är 6 kW hinner värmaren ostört leverera 3 kWh mer vid det högre flödet, vilket motsvarar ungefär en tredjedel av tappbehovet. Vattenvärmaren kan ladda lagringstanken samtidigt som tappning pågår men eventuell skiktning kan störas. Tolkningen av rådtexten blir viktig för resultatet.

Ett exempel på olika flödens inverkan vid tappning av 2 gånger 140 liter redovisas i Tabell 2.1 då tappvatten värms från 10 till 40 °C. Tabellen visar effekt och energimängd som krävs för tappningarna om tappvarmvattentemperaturen ska uppnå 40 °C. Enligt rekommendationerna ska tappvarmvatten på minst 50 °C blandas med kallvatten vid tappstället till i det här fallet utsatta 40 °C.

Tabell 2.1 Tappningstid och effekt för BBR:s allmänna råd avseende 2x140 = 280 liter som värms från +10 till +40 °C.

Flöde [l/s]	Tid [h]	Effekt [kW]	Energi [kWh]
0,1	0,78	12,5	9,7
0,2	0,39	25,0	9,7
0,3	0,26	37,5	9,7

Den totala energimängden kan jämföras med ett dygnsuttag av varmvatten på 10,8 kWh enligt den tidigare svenska provningsstandarden SS 2095.

2.2 System för tappvarmvattenberedning

Två principiella system för tappvarmvattenberedning existerar; system som ackumulerar tappvarmvattnet och system där tappvarmvattnet värms direkt.

2.2.1 Lagring och värmeväxling med egenkonvektion

Traditionellt sett lagras tappvarmvatten i värmepumpssystem för att klara effekt- och energibehovet för tappvarmvatten med en lägre värmepumpseffekt. Det förekommer även att värmevatten lagras för att värma tappvatten eller för att öka volymen i värmesystemet. Kraven på lagringstankar skiljer sig åt beroende på vad som lagras i dem; tappvatten eller värmevatten.

Med utgångspunkt i lagring av antingen tappvatten eller värmevatten i en tank, kan värmeväxlingen för uppvärmning av tappvatten ske på två fundamentalt skilda sätt. Skillnaden beror på om uppvärmningen sker med hjälp av egenkonvektion eller ej. Vid intern- eller kontaktvärmeväxling nyttjas egenkonvektion vid uppvärmning av tanken. Vid extern värmeväxling ingår inte egenkonvektion vid uppvärmningen av tappvatten. Var värmeväxlingen sker och om egenkonvektion ingår i uppvärmningen har stor betydelse för tankens skiktning. Tankens skiktning har i sin tur stor betydelse för mängden energi som lagras och mängden energi i form av användbart tappvarmvatten som kan erhållas vid tappningar. Det är därför önskvärt med en god skiktning av tanken.

Med intern värmeväxling och kontaktvärmeväxling värms tanken vid laddning med hjälp av egenkonvektion och tanken blir omblandad. När laddningen är klar har hela tanken den önskade temperaturen. Därefter blir tanken skiktad allteftersom den står orörd och förlorar energi i form av värmeförluster till omgivningen. Vid stora tappningar och samtidig återladdning kan skiktningen behållas och varmt vatten tas ut från tankens topp samtidigt som kallt vatten tillförs i botten. Risken finns att återladdningen ger en nu oönskad egenkonvektion som förstör skiktningen och resulterar i samma temperatur i hela tanken. Blir temperaturen för låg efter omblandning finns inget tillgängligt varmvatten förrän hela tanken är uppladdad till acceptabel temperatur igen. Vid extern värmeväxling finns större möjligheter att bibehålla skiktningen med hjälp av styrningen vid laddning och tappning.

2.2.2 Värmeväxling med värmepump

Värmeväxlingen mellan värmepump och tappvatten kan ske direkt och indirekt. Direktvärmeväxling innebär en värmeväxling mellan tappvatten och köldmedium i kondensorn. Vid indirekt värmning av tappvatten värmeväxlas tappvatten mot värmevatten som i sin tur har värmts upp i kondensorn. Systemlösningar med indirekt värmning av tappvatten med värmepump är vanligast.

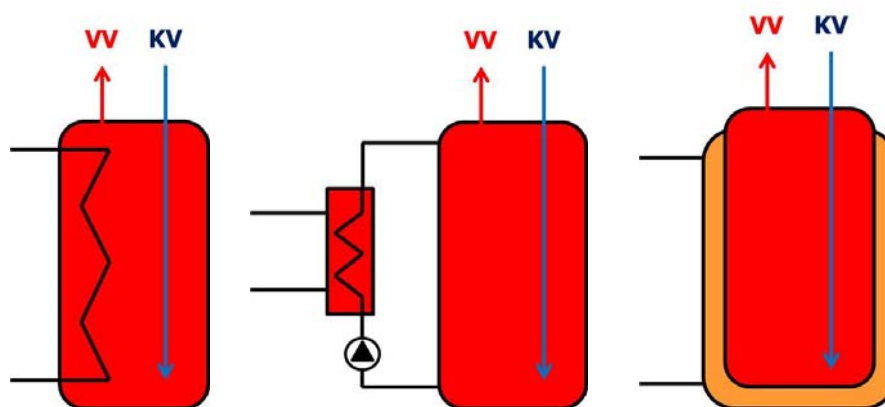
Det råder en viss begreppsförvirring när det gäller nomenklaturen för tappvattenvärmare i litteraturen och i branschen eftersom det finns olika utgångspunkter för

att klassificera dem. Utgångspunkten kan vara hur värmeväxling mellan tappvatten och värmepump går till men det kan också vara ifall tappvatten eller värmevatten lagras. Som utgångspunkt för klassificering har här valts huruvida tappvarmvatten lagras eller inte och vattenvärmare delas in i två huvudgrupper: ackumulerande värmare som lagrar tappvatten och genomströmningsvärmare där tappvatten inte lagras. För en genomströmningsvärmare behöver hela tappvatten-effekten finnas tillgänglig.

I en ackumulerande värmare kan värmningen ske i tanken, se Figur 2.1 a, utanför tanken, se Figur 2.1 b, eller av tanken, se Figur 2.1 c. Figur 2.1 a visar värmning i tanken där kallt tappvatten förs in i botten av tanken och värms upp genom en internvärmeväxling med exempelvis kondensorslinga, slinga med värmevatten eller elpatron, innan det tas ut från tankens topp. Här utnyttjas egenkonvektion för uppvärmningen.

Extern värmeväxling sker utanför tanken som visas i Figur 2.1 b, exempelvis direktvärmning i värmepumpens kondensator och tappvarmvattnet tillförs sedan toppen av tanken. Tanken blir skiktad från början och egenkonvektion kan undvikas om styrningen är optimal.

Värmning av tanken sker i elberedare med värmesköldar och i en dubbelmantlad beredare, se Figur 2.1 c, där den nedsänkta delen av den inre manteln är den värmeöverförande ytan mellan värmevatten och tappvatten och även här utnyttjas egenkonvektion. Värmevatten förs in i toppen på den yttre manteln och tas ut i botten. Gemensamt för dessa ackumulerande värmare är att tappvarmvatten lagras i tanken som efter uppladdning blir skiktad med det varmaste lagret i toppen där tappvarmvattnet tas ut ur tanken vid tappning.

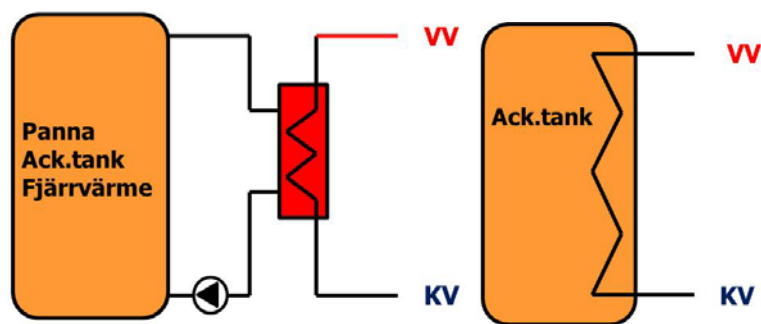


Figur 2.1 a, b, c. Värmning med tappvattenlagring; a med invändig slinga i tanken, b med extern värmeväxlare och c med indirekt värmning i dubbelmantlad tank.

Generellt vid lagring av tappvatten finns fördelen med att en stor volym tappvarmvatten finns tillgängligt direkt. Tappningar begränsas av den lagrade volymens storlek, inte av effekt och temperatur i en värmeväxlare som igenomströmningsvärmare. Nackdelar med lagring av tappvatten är risken för mikrobiell tillväxt som legionella, svårighet att säkerställa hög temperatur i hela tanken och risk för omblandning av tanken.

Ofta måste flera varianter av ett system tillverkas för att passa kraven på marknaden både i Sverige och i Europa. Tillverkare behöver ta hänsyn till varierande krav på system gällande trycknivåer för lagring av färskvatten och materialval beroende på vattenkvalitet, till exempel görs beredare av koppar, rostfritt stål eller emaljerade.

Tappvattenvärmning utan lagring av tappvarmvatten benämns här genomströmningssystem och är exempelvis direktvärmning av tappvatten i en tappvattenväxlare som är typiskt i fjärrvärmesystem, se Figur 2.2 a. Tappvattenväxlare kan också användas i kombination med lagring av värmevatten som får värma tappvatten i en extern värmeväxling, se Figur 2.2 b. Det finns även genomströmningssystem där värmeväxlaren i form av en slinga för tappvatten är nedsänkt i tanken med lagrat värmebärande vatten, se Figur 2.2 b.



Figur 2.2a, b. Direktvärmning av tappvatten; a med extern tappvattenväxlare och b med intern slinga som värmeväxlare.

Vid lagring av värmevatten i ackumulatortank finns andra för- och nackdelar. Risken för korrosion och för mikrobiell tillväxt minimeras med dött vatten i tanken och livslängden för tanken blir lång. En enklare tank med en lägre tryckklass och färre krav på material kan användas vilket öppnar för möjligheten att producera ett system för hela marknaden. Tryckkravet blir endast 3 bar jämfört med 10 bar i system med lagrat tappvatten. Den kan även utnyttjas som buffert till värmesystemet vilket är till fördel för värmepumpen.

Nackdelar med ett system med ackumulatortank med extern värmeväxlare är att fler komponenter vanligen krävs och att det kan vara mer utrymmeskrävande. Värmväxlingen mellan värmepump och tappvarmvatten kan ske med intern värmväxling eller extern värmväxling. Med intern värmväxling kan skiktningen påverkas och värmeöverföringen blir begränsad.

I litteraturen finns till exempel en licentiatavhandling av Lorenz (2001) som behandlar solvärmekombisystem för värme och tappvarmvatten. Olika utformning av system och komponenters inverkan på systemets prestanda utvärderas genom modellering och beräkningar. Speciellt undersöks olika utformning av ackumulatortank med värmväxlare. Tappvattenautomat (det vill säga extern värmväxlare kopplad till ackumulatortank) gav bäst skiktning och störst förbättring av prestanda i de utvärderade systemen.

2.3 Provning av tappvarmvattensystem

Det finns flera EU-direktiv som behandlar energi och där tappvarmvattenberedning ingår. Det leder till nya standarder och provningsmetoder för tappvattenvärmning.

EPBD (Energy Performance of Buildings Directive) förespråkar metoder för beräkning av byggnadens energianvändning. Ur detta har bland annat kommit minimikrav på byggnaders energianvändning för nybyggda såväl som befintliga byggnader som renoveras. Även energicertifiering av byggnader och EN-standarder har tagits fram för att stödja EPBD.

Ett exempel är SS-EN 15 316, en standard som behandlar värmesystem i byggnader och beräkning av energieffektivitet där även varmvatten ingår. Metoderna är till för en energianalys av systemen där förluster och verkningsgrad bestäms. Syftet är att ge underlag till utvärdering av årlig energianvändning för olika delsystem, hela byggnaden behandlas i EN 15 603. För tappvarmvatten finns tre delar som behandlar; krav på tappvarmvattensystem (15 316-3:1), tappvarmvattendistribution i bostadshus (15 316-3:2) och varmvattenberedning i bostadshus (15 316-3:3).

I EN 15 316-3:1 konstateras enligt en informationsartikel (van Wolferen, 2008) att detaljerade tappmönster behövs för att behandla förluster i distributionssystemet och tanken då VVC inte finns. Del 1 innehåller fyra beräkningsmetoder för att beräkna energibehovet av tappvarmvatten. Energiförbehovet kan relateras till tappmönster, till volymbehov, per area av byggnad eller tas från tabell för byggnadstyp. EN 15 316-3:2 innehåller fem beräkningsmetoder för förluster i distributionssystemet varav en relaterar förluster till tappmönster samt ytterligare tre som behandlar förluster för VVC-system enligt (van Wolferen, 2008). I EN 15 316-3:3 behandlas förluster från tappvarmvattenberedning och gäller såväl indirekta som direkta system (van Wolferen, 2009). En av metoderna baseras på mätning av en 24-timmars tappcykel.

Fler direktiv för att påverka energianvändningen följer nu efter EPBD. Ekodesigndirektivet ställer minimikrav på produktgrupper för att öka energieffektiviteten och minska energianvändningen. Energimärkningsdirektivet är ett kompletterande direktiv, som sätter olika klassning på produkter beroende på hur de förhåller sig till kraven.

Värmepumpar för rumsvärmning och tappvattenvärmning behandlas i ekodesigndirektivet Lot 1 med övrig uppvärmningsutrustning medan varmvattenberedare behandlas i Lot 2.

Ett förslag för provning och märkning enligt ekodesigndirektivet finns framtaget och beslut om godkännande väntas i år. I förslaget (Commission regulation... Ecodesign, 2012) finns krav på verkningsgrad för tappvattenvärmare vid provning enligt något av de tio definierade, detaljerade tappmönstren på 24 timmar. Resultat som redovisas från provningen är uttagen energi och tillförd energi, ljudnivå och för vissa tappmönster ekvivalent volym 40-gradigt tappvatten samt tomgångsförluster för varmvattenberedare. Kravnivåer finns även gällande ljud, ekvivalent volym 40-gradigt tappvatten och tomgångsförluster.

Verkningsgraden beräknas med uttagen energi viktad mot tillförd energi. För tillförd energi i form av el gäller en omvandlingsfaktor på 2,5 vid beräkning av verkningsgrad. I förslaget är kravnivån på verkningsgrader lågt satt och på så sätt fasas inte elberedare ut. Med omvandlingsfaktorn blir dock maximal verkningsgrad för elberedare 40 % vilket leder till att elberedare med större volymer behöver kompletteras med en annan värmekälla när kraven höjs. System som kan anpassa uppvärmning till behovet för att minska energianvändningen benämns ha smart control och får lägre krav på verkningsgrad eftersom provning sker utan smart control. Smart control måste dock provas separat och ge en besparing i tillförd energi enligt definierad nivå för att godkännas.

När förslaget är godkänt börjar lägsta nivån på krav på verkningsgrad gälla efter ett år. Sedan skärps kraven efter 3 år och ytterligare en gång efter 5 år för vissa större tappprofiler. För ackumulatortankar, där tappvatten lagras utan värmekälla, finns även krav på maxgräns för värmeförluster beroende på lagrad volym. De kraven upplevs som tuffa enligt branschen, exempelvis blir 98 W maxgränsen för en tank med 300 liter. En effekt av ekodesignkraven skulle då innebära ökad isolering på fristående beredare och ackumulatortankar för att uppfylla kraven. Värmepumpar anses inte få några problem med att klara kraven på verkningsgrad. Tomgångsförluster ingår i provningen för värmepumpar och på så sätt kan en dålig isolering kompenseras med en bra värmefaktor.

2.3.1 Tappmönster

Gemensamt för många nya och kommande standarder är att detaljerade tappmönster ingår i provningar och som underlag vid beräkningar.

Tappmönster för provning av tappvattenvärmare finns definierade i EU mandatet M/ 324 (2002) som är kopplat till direktivet för energimärkning; Council Directive 92/75/EEC. Fem detaljerade tappcykler finns beskrivna med olika tappningar fördelade på 24 timmar. Dessa tappningar återkommer i en ny standard för tappvattenvärmning med värmepump och i ekodesignförslaget.

De olika tappningarna i en cykel representerar till exempel tappningar i handfat, dusch eller till bad. För varje tappning finns energinivåer, tidpunkt och temperaturnivå angivna liksom total energi för tappcykeln. Antalet tappningar i tappcyklerna ligger mellan 11 och 30 och den totala energimängden ligger inom intervallet 2,1 kWh till 24,89 kWh, se Tabell 2.2, dessutom anges en ekvivalent volym 60-gradigt vatten för varje tappcykel.

Två flödesnivåer anges för tappningar, den ena väljs av tillverkaren till vattenvärmaren, den andra är 2/3 av den första. Temperaturen är satt till 40 °C på dusch- och badtappningar, några få mindre tappningar för disk har ett högre temperaturkrav på 55 °C. Den första tappcykeln innehåller enbart tappningar med små volymer upp till 8 liter. Största tappningarna i tappcykel nr 2 är på 40 liter och motsvarar en dusch på 1,4 kWh. Största tappningarna i tappcykel nr 3 är på 103 liter och motsvarar ett bad på 3,605 kWh. I tappcykel nr 4 och 5 ingår två stora badtappningar avslutningsvis och dessa påminner om rekommendationen i BBR om 2 gånger 140 liter inom en timme. I tappcykel nr 4 är de två badtappningarna på 4,42 kW och motsvarar 126 liter medan tappningarna i nr 5 är både dusch och bad på 6,42 kWh och motsvarar 178 liter. Ytterligare ett bad finns med i den

tappcykeln med energin 6,24 kWh för 178 liter vilket stämmer med volym och temperaturdifferens. Troligen är 6,42 kWh ett fel men med 6,24 blir totala energin för tappcykeln 24,53 kWh.

Tabell 2.2 Tappcykler i M/324(2002) och EN 16 147

Tappcykel M/324	Tappcykel EN 16147	Antal tappningar	Total energi [kWh]	Ekvivalent volym 60 °C [dm ³]
1	S	11	2,1	36
2	M	23	5,845	100,2
3	L	24	11,655	199,8
4	XL	30	19,07	325
5	XXL	30	(24,89) / 24,53	420

De nämnda tappcyklerna enligt M/324 ingår i ny reviderad standard för provning av tappvattenvärmning med värmepump; EN 16 147 som fastställdes 2011 (se avsnitt 3.2.3). EN 16 147 ersätter den tidigare provningsstandarden för tappvattenvärmning med värmepump; EN 255-3. Två skillnader finns mellan EN 16 147 och M/324; i EN 16 147 gäller 6,42 kWh för bad och dusch i den största tappcykeln XXL och total energi blir 24,53 kWh. Flödet för tappningarna är angivet till 4 l/min för små tappningarna och 10 l/min för stora tappningar.

I det pågående arbetet för att ta fram provning och märkning för varmvattenvärmare enligt ekodesigndirektivet ingår de fem nämnda tappcyklerna i EN 16 147; S-XXL, se Tabell 2.2. Jämfört med EN 16 147 finns fler flöden angivna men det är troligt med en harmoniserad provning framöver. Utöver de fem tappcyklerna finns ett tillägg på ytterligare fem tappcykler i ekodesignförslaget varav tre är mindre än S och två är större än XXL sett till urtappad energi. De tre minsta består av två små tappcykler med tappningar för ett tappställe (handfat) och benämns 3XS och XXS. Nästa cykel, XS innehåller tappningar för en elvärmad duschvärmväxlare. De två större tappcyklerna som har tillkommit, benämns 3XL och 4 XL och innehåller tappningar typiska för flerbostadshus med andra energinivåer på tappningarna än tappcyklerna S-XXL.

I Nederländerna finns en standard NEN 5128 (Traversari, 2003) som behandlar hushållens energiprestanda och som innehåller detaljerade tappmönster för tappvarmvatten. Detta tappmönster skiljer sig markant från M/324 och innehåller betydligt fler tappningar. Tappningar kan ske enligt fem tappcykler (Traversari, 2003) där volym och antal tappningar finns angivet i Tabell 2.3. Tidpunkt, volym, flöde och temperaturnivåer anges för varje tappning. Det finns krav på energimängd och temperaturnivåer. För duschtappning gäller 40 °C och vid vissa små tappningar är kravet högre på 55 °C precis som i M/324.

Det som skiljer tappcyklerna i NEN 5128 åt är storlek och flöde för duschtappningar i respektive cykel, övriga 47 tappningar är desamma i samtliga tappcykler. De flesta tappningarna är små, av 49 tappningar är det bara tio som är större än 2 liter. Flera av dem är på 4 och 5 liter med angivet flöde på 3,5 l/min. Bara två tappningar är stora duschtappningar och ingår i tappcykel nr 3, 4 och 5, deras respektive storlek finns i Tabell 2.3. För de två största tappningarna gäller större flöden på 5,5 respektive 7,5 l/min. TNO (Netherlands Organisation for Applied

Scientific Research) har tagit fram provning och utvärdering av värmepumpar enligt tappmönster i NEN 5128 (se avsnitt 2.3.2).

Tabell 2.3 Tappningar i NEN 5128

Tappcykel	Antal tappningar	Ekvivalent volym 60 °C [dm ³]	Största duschtappning 40 °C [dm ³]
1	47	61,2	-
2	48	89,2	-
3	49	117,2	47
4	49	149,2	73
5	49	181,2	100

I rapporten ”Testing methods for hot water appliances in Europe” (Croonen et al, 1999) sammanställs tappmönster för ett antal länder i Europa. Få länder använde då detaljerade tappmönster enligt rapporten. För Frankrike listas detaljerade tappmönster för både direktvärmare och lagring av tappvarmvatten. För Danmark anges tappmönster listade i standard DS 439:1999 som baseras på antaganden. För Tyskland anges att tappmönster finns i standarden DIN 4702, med 14 tappningar under 24 timmar där den sista är en stor tappning vars storlek beror på installerad effekt. Nederländerna har tidigare nämnda standard, NEN 5128. Flest variationer på tappmönster finns i Frankrike och Nederländerna, den sistnämnda med NEN 5128 har även flest tappningar.

2.3.2 Provning av tappvattenvärmning med värmepump

Provningsstandarder för värmepumpar finns för både värmedrift och varmvattendrift. Här behandlas provningsstandarder för tappvattenvärmning.

Ett typiskt upplägg av provningsstandard för ackumulerande vattenvärmare är faserna; uppvärmning av tappvatten, mätning av tomgångsförluster, tappningar enligt tappcykel för bestämning av *COP* för tappvattenvärmning och en max-tappning avslutningsvis. Angivna värden för inkommande kallvattentemperatur och tappflöden kan skilja sig åt mellan olika provningsmetoder.

Beräkning och behandling av tomgångsförluster har varierat i olika provningsmetoder; de kan mätas separat eller i samband med en tappcykel. Förluster från varmvattenberedare som ackumulerar tappvatten är inte lika stora vid pågående tappningar som vid orörd beredare på grund av att medeltemperaturen varierar när tappningar pågår. I provningsstandarder ingår ibland korrigering för tomgångsförlusterna som då dras bort från tillförd energi. Behandlingen av tomgångsförluster får betydelse om värmepumpssystemet inklusive lagringstank ska bedömas eller om enbart värmepumpens effektivitet vid tappvattenvärmning ska beaktas.

Värmepumpar har länge provats för varmvattenkapacitet enligt europastandarden EN 255-3. Standarden EN 255-3 gällde för ackumulerande vattenvärmare då varmvattenuttaget relateras till den ackumulerade volymen hos tanken. Två tappningar om halva tankens volym ingår samt en tappning av maximal volym användbart tappvarmvatten. Bakgrunden till att inget tappmönster testas var att behov och tappmönster skiljer sig åt både bland individer och bland nationer samt

att provningen blir mer omfattande och dyr. Dock ger en provning utan tappmönster inte information om hur värmepumpssystemet fungerar med ett mer realistiskt tappmönster. Fördelen med provningsförfarande relaterat till tankstorlek är att storleken på tanken kan relateras till behovet, är behovet stort väljer man ett stort system och testresultaten visar vad systemet kan leverera i varmvattenmängd. Nackdelen är att direktvärmning utan lagring av tappvarmvatten inte kan provas då det inte finns någon lagrad volym att relatera varmvattenuttaget till. Tomgångsförluster mättes separat och inkluderades inte i prestanda-provningen.

En ny provningsstandard för tappvattenvärmning med värmepump, EN 16 147 godkändes 2011. Den innehåller detaljerade tappmönster enligt M/324, det vill säga tappcykler med definierade energimängder och givna starttider för tappningar som ska representera tappmönster under ett dygn. Vid provning är upp till tillverkaren att välja en av fem tappcykler och därmed en viss energimängd för totala antalet tappningar, se Tabell 2.2. Typiskt har en tappcykel en eller flera större tappningar på ”morgonen” och ”kvällen” och under dagen ett antal små tappningar. Två olika flöden finns definierade beroende på tappnings storlek, dessa avviker från flödesdefinitionen i M/324 och ekodesignförslaget. Troligen kommer provningen att harmoniseras med ekodesignförslaget. Avslutningsvis genomförs en maxtappning för att bestämma tillgänglig varmvattenvolym vilken pågår tills temperaturen sjunker under 40 grader. Tomgångsförluster ingår i beräkningen av prestanda för tappcykeln.

I Nederländerna var TNO med och tog fram ett direktiv för utvärdering och klassificering av värmepumpar som bereder tappvarmvatten år 1998. Rapporten ”Test directive for hot water heat pumps” (Traversari, 2003) beskriver hur provning av varmvattenkapacitet för värmepumpar ska ske med tappmönster enligt NEN5128.

Provningsförfarandet är uppladdningstid, tomgångsförluster, tappningar enligt NEN 5128 för bestämning av *COP*, slutligen en maxtappning som tömmer tanken eller pågår till temperaturen sjunker under 40 °C. *COP* räknas med urtappad energi och tillförd energi som korrigeras för tomgångsförluster. Korrigeringen görs eftersom tanken återladdas efter tappningens slut så att tanken har samma energiinnehåll som vid tappningarnas start.

Flera standarder med mindre detaljerade tappmönster har funnits tidigare. Exempelvis ersatte provningsstandardEN 255-3 den tidigare standarden SS 2095. I den ingår en tappcykel med fem tappningar under 24 timmar enligt Tabell 2.4, varav den sista tappningen är en kontrolltappning.

Tabell 2.4 Tappningar i SS 2095

Tappning	Tid kl.	Energi [kWh]
1	00:00	4,5
2	06:00	0,9
3	12:00	1,8
4	16:00	3,6
5	24:00	4,5

Detaljerade tappmönster så som M/324 och NEN 5128 möjliggör för provning med direktvärmning av tappvatten. Dock blir provning med tappmönster mer tidsödande och dyrare. Iakttagelser från provning med många små tappningar har visat ett lågt *COP* om värmepumpen återladdar tanken vid varje tappning eftersom den då arbetar med hög kondensering under hela återladdningen. Av komfortskäl är det vanligt med snabb återladdning av tanken så att maximal volym finns tillgänglig vid nästa tappning. Styrningen för återladdning vid små tappningar är alltså av stor betydelse för testresultatet.

Vid stora tappningar blir kondenseringstemperaturen lägre vid återladdningens start vilket gynnar *COP*. Det kan exempelvis ses i rapporten ”Test procedure and seasonal performance calculation for residential heat pumps with combined space and domestic hot water heating” (Haglund Stignor et al, 2005), där redovisas resultat från en värmepumpsprovning där några olika tappcykler enligt M/324 ingår. Prestanda blev högre då fler större tappningar ingick i tappcykeln, det vill säga prestanda ökade med ökad total energimängd för tappcykeln.

Då genomfördes även en modifierad tappcykel med tre tappningar vars totala energimängd motsvarade en tappcykel med 23 tappningar. Den modifierade tappningen gav också bättre resultat i prestanda. Förklaringen är att med många små tappningar och snabb återladdning av tanken får värmepumpen arbeta med en hög kondenseringstemperatur och riskerar att förstöra skiktningen. Vid få stora tappningar sker återladdning delvis med lägre kondenseringstemperatur.

Till värmepumpsprovningen framtagen av TNO var även ett prestandakrav kopplat. Enligt värmepumpstillverkare har enbart en provningsstandard inte speciellt stort inflytande på utformningen av värmepumpssystem men i kombination med prestandakrav kan de påverka systemutformning och styrning.

2.3.3 Provningsrapporter

I en provningsrapport (Andersson, 2010) beställd av Energimyndigheten redovisas resultat i form av tomgångsförluster och verkningsgrad från provning av olika tappvattenvärmare enligt en kombination av dåvarande ekodesignförslag Annex IV 16.9 2008 och prEN255-3 som var ett utkast till EN 16 147. Såväl elvärmda tappvattenvärmare, solvärmda tappvattenvärmare, gasbrännare, fjärrvärme och värmepumpar ingår i provningen. Av totalt 14 stycken vattenvärmare är 11 stycken ackumulerande. Beräkning av verkningsgrad med viktning med avseende på primärenergi ingår. Den provade tappcykeln är L i Tabell 2.2 men eftersom flödena skiljer sig åt i de två provningarna väljs här flöden enligt prEN 255-3, det vill säga två flödesnivåer istället för fyra.

Resultaten visar att bara en av sju elberedare klarar att uppfylla det skärpta kravet på verkningsgrad tre år efter införandet av provningen. Övriga vattenvärmare har inga problem med kravnivån. En metod för att bestämma tomgångsförluster för elberedare saknades då provningen genomfördes. Enligt prEN 255-3 mäts tomgångsförluster i 48 timmar eller kortare om 6 uppvärmningscykler inträffat.

I rapporten ”Testing methods for hot water appliances in Europe” (Croonen et al, 1999) jämförs provning av två vattenvärmare enligt två standarder med olika tappmönster. Den ena provningsstandarderna är NEN5128 med detaljerade tapp-

mönster för 24 timmar. Den innehåller flest antal tappningar, nämligen 47 eller 49 beroende på tillämpning. Det är oklart vilken tappcykel som används vid provningen.

I den andra provningsstandarden är PrEN13203 som gäller för gaseldade vattenvärmare och där ingår fyra tappcykler, vardera om 24 timmar. Tappmönstret med avseende på volym på tappningar och tidpunkter stämmer med M/324 för tappcykel 1, 3, 4 och 5 i Tabell 2.2 (Croonen et al, 1999). Vid provningen används tappcykel nummer 4 på 19,064 kWh.

De två tappvattenvärmarna som provas är en genomströmningsvärmare och en gaseldad ackumulerande vattenvärmare. Skillnaden mellan de två tappcyklerna är alltså både antalet tappningar och volym och energimängd dessutom anges inte en temperaturnivå för små tappningar i prEN13203 därför räknas tappningen från 10 °C (Croonen et al, 1999). I M/324 är lägsta temperaturen för små tappningar 25 °C. Tappningarna utvärderas enligt prEN13203 för energianvändning och enligt NEN 5128 för verkningsgrad. Båda värmarna uppvisar dock högst verkningsgrad vid provning enligt tappmönster i prEN13203 vilket kan bero både på färre tappningar och på den låga temperaturnivån för små tappningar. Jämförs vattenvärmarnas resultat för en provning i taget ger prEN13203 bättre verkningsgrad för direktvärmaren än för lagring. Det beror på att direktvärmaren som sägs ha längre väntetid gynnas mest av den låga temperaturnivån för småtappningar. Därmed fås motsatt resultat vid jämförelse av provning enligt NEN 5128. Med högre temperaturkrav ger lagring bättre verkningsgrad än direktvärmning. På grund av att temperaturkraven är så olika blir det svårt att säga något om antalet tappningars inflytande.

2.4 Tappvarmvattenanvändning

Behovet av tappvarmvatten utgör en stor del av hushållens energianvändning. Åtgången av varmvatten påverkas av brukarna i stor utsträckning varför det också visar sig vara stor spridning i varmvattenmängd och i energianvändning i de jämförelser som gjorts i flera studier.

Ett vanligt schablonvärde för årlig tappvattenvärmning i småhus är mellan 4000-5000 kWh som antas vara relativt jämt fördelade över året och inkluderar värmeförluster. Det är en grov uppskattning. Kännedom om verkligt varmvattenenergibehov är ett viktigt underlag till systemens utformning och dimensionering speciellt om varmvattenandelen blir större än värmeandelen. I studier råder viss förvirring kring om det är tillförd energi till beredare eller energiuttaget från beredaren som redovisas. I det första fallet ingår förluster och skillnaden kan vara i storleksordningen 1000 kWh. I en värmepumpstillämpning medför det en stor skillnad i systemets *COP* för tappvattenvärmning om förlusterna är medräknade eller inte.

Flera undersökningar som behandlar tappvarmvattenbehov i flerbostadshus finns men få mätningar har gjorts i småhus som är i fokus för den här uppsatsen. Inga tydliga trender i varmvattenbehov syns, varken ökning eller minskning sett till per person. Dock redovisas inte tappvarmvattenförbrukning på samma sätt i alla studier. Vanligast är att volym mäts men olika nyckeltal för viktning används som per kvadratmeter, per person eller per lägenhet. Tappvarmvattenbehov per person

ger mest information om behovet men kännedom om antalet boende saknas ofta vilket försvårar användandet. Arean är inte heller entydigt definierad och boende per lägenhet påverkas av rådande boendetäthet vilket kan göra det svårt att studera förändringar över åren vid jämförelser mellan olika mätningar.

Ek och Nilsson (2011) visar en sammanställning av tappvattenmätningar sedan 1950-talet att volymen tappvatten per kvadratmeter haft en minskande trend men den förklaras snarare med att boendetätheten har minskat. Vid en jämförelse av volym tappvatten per person blir trenden snarare konstant men med stor spridning. Andelen tappvarmvatten i förhållande till total tappvattenanvändning visar dock en ökande trend sedan 1950-talet och mätningar det senaste decenniet visar på ca 40 % (Ek och Nilsson, 2011).

Rapporten ”Mätning av kall- och varmvattenanvändning i 44 hushåll” (Energimyndigheten, 2009) visar en varmvattenandel i förhållande till total vattenanvändning på 32-33 %. I samtliga jämförelser är spridningen stor, till exempel varierar varmvattenandelen för småhus mellan 14 och 58 %. En anledning till att varmvattenandelen visar en ökande trend i sammanställningen kan vara införandet av nya snålspolande armaturer.

Wahlström (2000) visar genom mätning i 65 lägenheter att byte från tvågreppsblandare till engreppsblandare gav en volymminskning på 26 % tappkallvatten och 28 % tappvarmvatten. Tillsammans med införande av två besparingstekniker som innebar två flödeslägen och luftinblandning erhöles en total minskning på 51 % för tappkallvatten och 38 % för tappvarmvatten. Det resulterade således i en ökad andel tappvarmvatten. Jämförs moderna snålspolande armaturer med äldre kan de ge mindre än hälften av flödet för äldre armaturer. Blandare där tappvarmvatten måste väljas aktivt istället för normalläge kan också spara på tappvarmvattnet.

Säsongsvariation som innebär större tappvarmvattenanvändning och större energibehov för tappvarmvatten på vintern och lägre på sommaren, syns tydligt i flerbostadshus (Svensson, 1975; Briheim, 1991; Aronsson, 1996; Ek och Nilsson, 2011) och en förklaring är sammanlagringseffekten. Energibehovet för tappvatten på sommaren är cirka hälften av vinterbehovet (Briheim, 1991; Aronsson, 1996). I enskilda småhus eller flerbostadshus med få lägenheter blir spridningen stor och mönster inte lika tydliga. Inkommande kallvattentemperatur påverkar energianvändning och den varierar mer eller mindre beroende på om ytvattentäkt eller grundvattentäkt används.

Det råder brist på information om varmvattenbehovets fördelning över dygnet samt fördelning av tappflöden. Tappmönster har undersökts i några studier och på grund av sammanlagringseffekten erhålls liknande resultat i flerbostadshus. Aronsson (1996) visar på låg förbrukning på natten och ökad förbrukning på veckoslut. Svensson (1975) visar på störst behov på kvällar och framför allt fredagskvällar. Rapporten ”Mätning av kall- och varmvattenanvändning i 44 hushåll” (Energimyndigheten, 2009) visar på störst behov på lördagar.

För småhus visar resultaten på stor spridning gällande mängden tappvarmvatten, hög och låg energianvändning finns både i flerbostadshus och i småhus. Exempel på tappmönster visas under en vardag från ett småhus och en lägenhet och tapp-

ningar sker främst morgon och kväll. Tappmönster visas sedan för en hel månad och majoriteten av tappningarna är små, det vill säga under 5 liter tappas på 5 minuters intervall men spridningen stor. Tappmönster för en månad för hela bostadsrättsföreningen uppvisar ett mönster med många små och återkommande större tappningar.

Mätningar av enbart tappvarmvatten visar en temperatur som för ett tiotal ligger under rekommenderad nivå på 50 °C vid tappstället även om medel för samtliga ligger på 52 °C. Vidare visar rapporten att spridning i energianvändning till tappvarmvatten mellan hushåll med samma antal personer kan skilja en faktor 4,5 i småhus och 3,3 i lägenheter. Spridningen i dygnsmedelvärde vid mätning i nio lägenheter ligger mellan 23 l/pers och 78 l/pers då medel är 50 l/pers. Spridningen i dygnsmedelvärde av volym tappvarmvatten i småhus ligger mellan 22 l/pers till 77 l/pers då medel är 42 l/pers. Spridning för årsvolym per person i småhus ligger mellan 6 m³/pers och 28 m³/pers med medel på 15 m³/pers för tappvarmvatten.

Sammanställning av energi till tappvatten på årsbasis visas i Tabell 2.5 och en sammanställning av volym tappvarmvatten visas i Tabell 2.6. Beräknad årsenergi till tappvatten har gjorts med hjälp av data från en kortare mätperiod än ett år. I det fall förluster ingår avses energi till tappvarmvattenberedning.

Tabell 2.5 Energi till tappvarmvatten i litteraturen

Referens	Energi till tappvarmvatten			Kommentar
	[kWh/lgh, år]	[kWh/m ² , år]	[kWh/pers, år]	
Briheim, 1991		60	1600-2700	Inkl. förluster
Aronsson, 1996	2600	31		
Energimyndigheten, 2009, lägenhet*	2400 (per hushåll)		979 lgh 1149 brf	Beräknat
Energimyndigheten, 2009, hus*			781	Beräknat
Fahlén, 2005	2600 (hus)			Beräknat

*Mätning av kall- och varmvattenanvändning i 44 hushåll.

Tabell 2.6 Volym tappvarmvatten i litteraturen

Referens	Volym tappvarmvatten				Maxtappning
	[m ³ /lgh,år]	[m ³ /pers,år]	[dm ³ /pers o dygn]	[dm ³ /hushåll o dygn]	
Briheim, 1991	100	50			
Ek och Nilsson, 2011	48,7	21,5			
Energimyndigheten 2009, lägenhet*	30	18 lgh/ 21 brf	50 lgh/ 58 brf	81 (1,6 pers)	Ca 5 l/min (0,08 l/s)
Energimyndigheten 2009, hus*	53	15	42	144 (3,5 pers)	Ca 10 l/min (0,17 l/s)
Fahlén, 2005	53	-	-	146	Ca 20 l/min 0,33 l/s

*Mätning av kall- och varmvattenanvändning i 44 hushåll.

Andelen energi till tappvatten i förhållande till värme undersöks av Aronsson (1996) och resultaten visar högre andel för nyare hus på grund av lägre total värmeanvändning och medelvärdet blir 21 %.

I en del studier mäts varmvattenanvändning vid tappstället och i en del görs mätningen centralt för fastigheten. Mätning vid tappställe ger mer information om brukarnas behov men förluster i distributionssystem ingår ej. Hänsyn tagen till förluster får stor inverkan på resultatet och är viktigt för värmepumpens tappvattenvärmning. Förlusterna kan dock påverkas genom bättre systemutformning och isolering medan brukarnas behov utgör lasten.

I rapporten ”Testing methods for hot water appliances in Europe” (Croonen et al, 1999) undersöks tappmönster för varmvatten i ett antal länder inom EU. Få av de studerade länderna har information från verkliga tappvattenmätningar. En studie i Nederländerna som det hänvisas till visar att varmvattenanvändningen per person minskar med ökat antal personer i hushållet, den slutsatsen gäller även för en studie i UK. I Tabell 2.7 redovisas dygnsmedelvärden som ingår i rapporten.

Tabell 2.7 Dygnsmedelvärde på tappvattenvolym från utländska fältstudier

Land	Volym tappvarmvatten Dygnsmedel [dm ³ /pers]	Temperatur [°C]	År
Nederländerna	36,3	60	1997
Danmark	38	60	1996
Tyskland	43	60	1995

Observera att volymerna anges omräknade till en ekvivalent volym 60-gradigt tappvarmvatten i Tabell 2.7.

2.4.1 Schabloner

Tappvarmvattenbehovet mäts sällan och uppskattas ofta som en andel utifrån mer kända behov som värmebehovet eller totala tappvattenvolymen. Ek och Nilsson (2011) drar slutsatsen att äldre schabloner är förlegade framförallt när det gäller tappvarmvattenandel i förhållande till totalt tappvatten. Relation mellan energi till uppvärmning och energi till tappvatten har också förändrats över de senaste decennierna i takt med att uppvärmningsbehovet minskat. I Tabell 2.8 visas några schablonvärden för tappvatten.

Tabell 2.8 Schabloner för tappvattenanvändning per dygn

Tappvattenanvändning	Volym [dm ³ /pers, dygn]	Energi [kWh/pers, dygn]	Tappvatten
Göteborg energi/ EON	75 – 100	3-5	Tappvarmvatten
Energimyndigheten, 2009	140 -250		Totalt tappvatten

Flödet har stor betydelse för volymen tappvatten som används och kan med äldre armatur vara 35 l/min medan moderna armaturer ger ett flöde på 12 l/min (Göteborg energi, EON). Som exempel blir energianvändningen vid en 5 min dusch där tappvattnet värmts från 10 till 40 °C vid tappstället, cirka 2,1 kWh med det lägre flödet mot ca 6,1 kWh med det högre.

Tabell 2.9 Schabloner för årlig energianvändning

Schabloner för hushållens årliga energianvändning [kWh]	Värme	Varmvatten	EI	Totalt	Kommentar
Energimyndighetens hemsida	13 480	4 500	6 000	23 980	Hus 2009, Genomsnitt
Energianvändning i bebyggelsen (Persson, 2002)	15 000	5 000	5 000	25 000	Typiskt hus byggt 1980
Energianvändning i bebyggelsen (Persson, 2002)	8-9 000	4 000	3-4000	15-17 000	Nyare småhus byggt 2000
Värme i villan (Energimyndigheten, 2009)		3500-7000			

I Tabell 2.9 finns vanligt förekommande schabloner för årlig energianvändning i småhus. Energimyndighetens hemsida (2012) visar siffror för genomsnittshuset år 2009 vilket ligger nära den vanligt förekommande schablonen för typiskt småhus byggt 1980. Här syns också att energianvändning för värme minskat i exemplet för nyare småhus och det finns ännu nyare hus och byggtekniker där energianvändningen minskas ytterligare, till exempel NNE-hus.

2.5 Resultat av enkätstudie

En enkät skickades ut till 464 hushåll under hösten 2009 och var riktad till dem som under det senaste året hade installerat en värmepump. Syftet med enkäten var att få en uppfattning om brukarnas behov och upplevelse av tappvarmvatten producerat med värmepump samt kännedom om hur dagens system fungerar. Antalet svar blev 265 vilket innebär en svarsfrekvensen av 57 %. Majoriteten av adresserna liksom svaren hörde till installationer av berg- eller markvärmepumpar och en mindre del var luft/vattenvärmepumpar. Resultat för varje fråga redovisas i bilagan om enkäten.

Generellt visar svaren att den gjorda dimensioneringen ser ut att räcka till för att täcka varmvattenbehovet väl. Svaren i enkätstudien visar att över 90 % av brukarna är väl tillfredställda när det gäller mängden och temperaturen på tappvarmvattnet. Vid prioritering mellan komfort och ekonomi är det förväntade svaret låg energianvändning då det rimligen är ekonomifrågan som styr i valet att installera värmepump. Svaren indikerar att komfortfrågorna gällande mängd och temperatur inte är försumbara och möjligen bedömdes även dessa faktorer vid val av värmepump. Ett annat alternativ är att några av dem som prioriterar komfort kan ha sett begränsningar i efterhand med sin värmepump. Ungefär hälften har snålspolande armaturer helt eller delvis och hälften har det inte. Det kan ha betydelse för småtappningar och dusch men påverkar inte om brukarna har svårt att få vattnet att räcka till bad.

Det är möjligt att påverka tappvattentemperaturen via inställningar på värmepumpen av olika anledningar. Svaren visar att få ändrar på värmepumpsinställningen. Dock kan det ändå finnas en inställning med periodvis temperaturhöjning aktiverad för avdödning av bakterier. Det varierar bland tillverkarna om den är aktiverad som fabriksinställning eller ej. Av de som aktivt väljer en temperaturhöjning är det främst av hygieniska skäl och ett fåtal gör det av komfortskäl som tillfälligt ökat behov.

2.6 Sammanfattning

Det finns krav och rekommendationer för tappvarmvatten i BBR som behandlar exempelvis temperaturnivåer och flöden. Dessutom kommer det provningsmetoder med detaljerade tappmönster där även energieffektivitet behandlas genom krav på systemverkningsgrad för tappvattenvärmare enligt ekodesigndirektivet. Trenden för provning av tappvattenvärmare har gått mot detaljerade tappmönster som ska representera tappvattenbehovet under ett verkligt dygn, istället för få och stora tappningar. Detaljerade tappmönster har beskrivits och diskuterats i kapitlet.

På grund av det stora momentana effektbehovet för tappvarmvatten ingår någon form av lagring av energi i de flesta system med vattenvärmare. En genomgång av olika sätt att värmeväxla och lagra tappvatten eller värmevatten behandlas i kapitlet. Då tappvatten eller värmevatten lagras är det viktigt att bibehålla skiktningen i tanken för att maximera energiuttaget. System som är beroende av egenkonvektion för uppladdning av tanken riskerar också att egenkonvektion förstör skiktningen i samband med tappning eller återladdning. För- och nackdelar med lagring av tappvatten och värmevatten behandlas också.

Resultat från tappvattenstudier i fält har studerats och få mätningar finns för småhus men desto fler för flerbostadshus. Tillgängliga dygnsbehov och årsbehov har sammanställts liksom schablonvärden för tappvatten. Schablonvärdet för energin till tappvarmvattenberedning ligger typiskt mellan 4000-5000 kWh/år.

Resultaten från en enkätstudie gjord för hushåll med nya värmepumpsinstallationer visar att brukarna är väl tillfredsställda med mängd och temperatur på tappvarmvattnet.

3 VÄRMEPUMPSYSTEM

Värmepumpar levererar både rumsvärme och värme till tappvatten. Fokus i arbetet ligger på tappvattenvärmning med värmepump och är inte begränsat till en specifik värmekälla men innebär att enbart vattenburna värmesystem beaktas. Värmekällan kan vara berg, sjö, mark, uteluft eller frånluft. Här behandlas de värmepumpssystem som har enbart varmvattenberedning alternativt ett vattenburet värmesystem och varmvattenberedning.

En större andel tappvattenvärmning medför att tappvattenvärmning blir allt viktigare att uppmärksamma vid utformning av systemlösningar. En sammanställning av vanliga värmepumpssystem såväl som alternativa system och deras för- och nackdelar behandlas här generellt utan hänsyn till värmekälla.

Kapitlet inleds med en kort litteraturgenomgång. Därefter följer en beskrivning av olika systemlösningar och sist diskuteras dimensionering, värmepumpens komponenter och drift i olika system.

3.1 Litteraturgenomgång

Här behandlas beskrivningar av värmepumpssystem som finns i litteraturen liksom dokumenteringar av värmepumpsutvecklingen sedan 70- eller 80-talet. Provning av värmepumpar för samtidig rumsvärmning och tappvattenvärmning omnämns.

3.1.1 Systembeskrivningar

Beskrivningar av svenska värmepumpssystem finns i litteraturen och utgår då ofta ifrån värmekällan som värmepumpen kopplas till. Bergström och Lundin (1985) beskriver frånluftsvärmepumpssystem för flerbostadshus. För system i småhus finns ett antal rapporter (Karlsson et al, 2003, Haglund Stignor et al, 2005 och Haglund Stignor et al, 2009) där etablerade typiska värmepumpssystem för rumsuppvärmning och varmvattenberedning beskrivs utifrån respektive värmekälla, även styrstrategi och typiska komponenter nämns. Däribland beskrivs några mindre vanliga varianter på värmepumpssystem (Karlsson et al, 2003), dit räknas varvtalsstyrning av kompressorer, 2-stegskompressor för en uteluftvärmepump samt kombinationen uteluft och frånluft som värmekälla.

Värmepumpsmarknadens utvecklingsfaser sedan 1970-talet finns beskriven i litteraturen (Karlsson et al, 2003; Lundqvist, 2010-05; Lundqvist 2010-07; Haglund Stignor et al, 2009). Utvecklingen av värmepumpar har de senaste 30 åren inneburit flera stora förändringar; köldmediebyte när HCFC-medier fasades ut, införande av nya plattvärmeväxlare och scrollkompressorer samt varvtalsstyrda pumpar och kompressorer har förbättrat värmepumpssystemen.

I rapporten ”Heat pump systems in Sweden – Country report for IEA HPP Annex 28” (Karlsson et al, 2003) visas försäljningen i ett diagram mellan åren 1986 till 2002. Marknadens låga nivå i mitten av 80-talet förklaras med att bidragssystemet för värmepumpsinstallationer dragits in samtidigt som oljepriset sjönk. Med bidragen fanns många olika tekniska lösningar och kvar utan bidrag blev ekonomiska

lösningar som klarade konkurrensen. Upp- och nergångar i branschen har påverkats av priset för el och andra energislag. I mitten på 90-talet höll NUTEK en teknikupphandlingstävling som vanns av två bergvärmepumpsmodeller. Intresset för tävlingen ökade försäljningen av bergvärmepumpar. I ”Heat pump systems in Sweden – Country report for IEA HPP Annex 28” (Karlsson et al, 2003) noteras den totala värmepumpförsäljningen år 2002 på cirka 40 000 enheter som en 400 % ökning över 7 år. I senare statistik från SVEP (hemsida, 2012) för åren 2002 till 2011 fortsätter ökningen. Försäljningen de senaste fyra åren (2008-2011) har legat över 100 000 enheter.

I dagens systemlösningar används någon form av lagring i vatten för att klara effektbehovet för tappvatten. Förutom lagring i vatten skulle fasomvandlingsmaterial kunna vara intressant då en mindre volym kan nyttjas. Lagring med fasomvandlingsmaterial behandlas av Huchtemann (2010) med simuleringar av värmepumpssystem. Ett värmepumpssystem med lagring i vatten respektive ett med lagring i fasomvandlingsmaterial jämförs. Resultaten visar ett sämre resultat för fasomvandlingsmaterial. Det antas bero på fasomvandlingsmaterialets beroende av rätt temperaturnivå.

Tappvattenvärmning från kallvatten direkt till tappvarmvattentemperatur innebär en stor temperaturdifferens och för den tillämpningen kan CO₂ som köldmedium vara intressant. CO₂ som köldmedium och en transkritisk värmepumpsprocess behandlas av Börresen (1994) för en sjukhustillämpning. Där kan tappvattenvärmning kombineras med kyla vilket ger bra förutsättningar för CO₂. Fördelar jämfört med en traditionell värmepump bedöms vara full täckning för tappvatten, ökad kyleffekt vid lågt tappvattenbehov samt ökad effekt i ackumulatortank. Ojämnt tappvattenbehov, främst lågt, ses som en nackdel för systemet.

3.1.2 Provning

Standarder som används för tappvattenvärmning med värmepump har behandlats i kapitel 2. Provning av värmepumpens prestanda vid rumsvärmning görs vanligen enligt europastandarden EN 14511. En provningsmetod för samtidig rumsuppvärmning och tappvattenvärmning för frånluftsvärmepumpar finns i Sverige; SP-metod 0029. En internationell provningsstandard för kombinerad rumsvärmning och tappvattenvärmning saknas.

Som en följd av EU direktivet Energy performance of buildings (EPBD) är det önskvärt att kunna jämföra verkningsgrader för olika system. Syftet med IEA HPP Annex 28 var att ta fram en provningsmetod och beräkningsmetod av systemårsfaktorn, SPF, för värmepumpssystem som gör både värme och varmvatten. Detta som ett underlag till vidare standardiseringsarbete till CEN. Existerande provningsstandarder på europainivå för värmepumpar behandlar antingen värmedrift eller varmvattendrift och en kombinerad provning saknas. Kombinerad provning finns på nationell nivå för vissa system i några länder, till exempel Sverige. Systemen som ingår kan lagra tappvarmvatten eller vara genomströmningsvärmare. Värme- och varmvattendriften kan vara samtidig eller alternerande. Uppgiften i Annex 28 bestod av tre delar; undersöka system, ta fram testmetod och ta fram beräkningsmetod. Ett tiotal länder deltog däribland Sverige. I testmetoden som togs fram i Annex 28 (Haglund Stignor et al, 2005) varieras relationen mellan energi till varmvatten i förhållande till värme enligt definierade

värden (1,2,4 och 8) istället för tappmönster. Beräkningsmetoden nyttjar en indelning av årets timmar i varaktighetsdiagrammet i sex block. Fördelningen kan ske på två sätt; årets timmar fördelas i sekvenser efter givna utetemperaturintervall eller så att lika stora värmebehov finns i varje sekvens.

3.2 Dagens systemlösningar

Det finns en mängd olika systemlösningar för tappvattenvärmning med värmepump på marknaden och med varje utformning finns det för- och nackdelar. Nedan följer en översiktlig sammanfattning av dagens systemlösningar tillsammans med schematiska figurer där en värmepump kopplas samman med olika vattenvärmare. Värmepumpssystemen är beskrivna utan hänsyn till värmekälla även om vissa av dem vanligen förknippas med en specifik värmekälla.

Presentationen fokuserar på villavärmepumpar där de yttre dimensionerna för värmepumpens inomhusdel är begränsad till de standardmått som gäller för hushållsmaskiner. Det vill säga kompaktnoduler/modeller där både kylkrets och lagringstank (vanligtvis en varmvattenberedare) ingår i modulen. Att modulen har standardmått har framför allt betydelse i nybyggda hus där utrymmen avsedda för installationer är begränsade. Andra utformningar av tank och värmepump riskerar att bli bortvalda om de inte kan passa hela marknaden. Moduler med yttermått 60 cm x 60 cm är vanligt för alla typer av hushållsmaskiner även värmepumpar men många tillverkare låter djupet på värmepumpsmodellen vara något större.

I kapitlet presenteras tre grupper av system; först system där tappvatten lagras i en enkelmantlad beredare därefter beskrivs system med lagring av tappvatten i dubbelmantlad beredare och slutligen lagring av värmevatten i ackumulatortank. Värmeväxlingen i grupperna sker både med hjälp av egenkonvektion i tanken eller direktvärmning i extern värmeväxlare som behandlades i kapitel 2 tillsammans med vikten av att ha en skiktad tank. Systemen som beskrivs är dels de vanligast förekommande dels system som har funnits och alternativa system.

I de schematiska figurerna finns värmepumpens kylmodul, pumpar, ventiler och beredare utritade. Några av systemen nyttjar fast kondensering och önskad framledningstemperatur erhålls med inblandning av vatten med lägre temperatur via en shunt. Detta ger ett lägre *COP* eftersom värmepumpen arbetar med en onödigt hög kondenseringstemperatur.

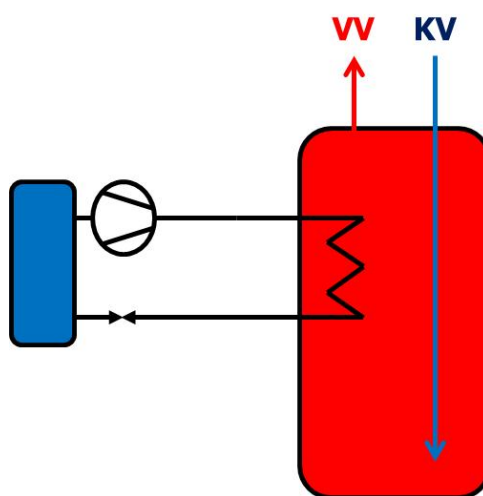
3.2.1 System med tappvarmvattenberedare

I detta avsnitt beskrivs värmepumpar med tappvarmvattenberedare, där tappvatten lagras. Figur 3.1 visar ett värmepumpssystem med lagring av tappvatten och kondensorn placerad i tanken. Kondensorn är i detta fall vanligen en slinga.

Fördelar med systemlösningen i Figur 3.1 är att det kan bli ett kompakt system med en effektiv direktvärmeväxling. Ett system med direktvärmeväxling är mer energieffektivt än ett system med indirekt värmeväxling eftersom den extra värmeväxlaren i det indirekta systemet orsakar ett extra temperaturfall med extra kompressorarbete till följd. Det finns dock flera nackdelar. Det finns en risk att kondensorn korroderar när den är i kontakt med färskvatten och vid ett eventuellt

haveri uppstår flera problem; kondensorn blir svåråtkomlig och reparation blir dyr och hela värmepumpen inklusive tank kan då behöva bytas ut. Det finns en risk för köldmedieläckage till tappvattnet, en dubbelbarriär kan därför vara ett extra skydd men det försämrar även värmeöverföringen.

Systemlösningar med kondensorn i tanken fanns för olika värmekällor på 80-talet men förekommer nu framför allt för frånluftsvärmepumpar. Konstruktionen medför en risk för vattenläckage i genomföringar på grund av vibrationer då kompressorn är i direktkontakt med tanken. Genomföringarna medför också större krav på material, beroende på vilka material som kombineras kan det finnas risk för galvaniska strömmar och korrosion.

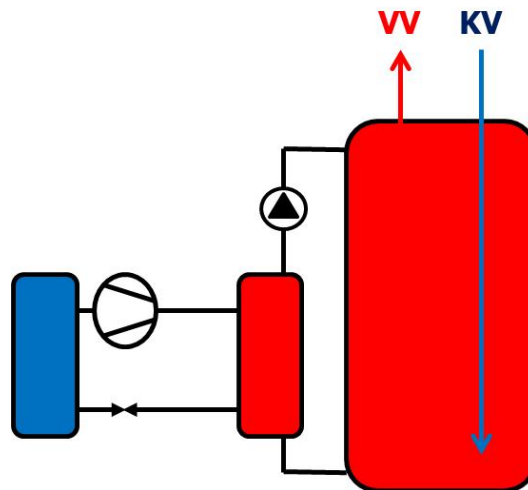


Figur 3.1 Värmepump med kondensorn placerad i tanken.

För att undvika ovan nämnda problem vid haveri kan tappvattenvärmning ske genom direktväxling med kondensorn utanför tanken, se Figur 3.2. Systemlösningen har varit vanlig för flerbostadshus.

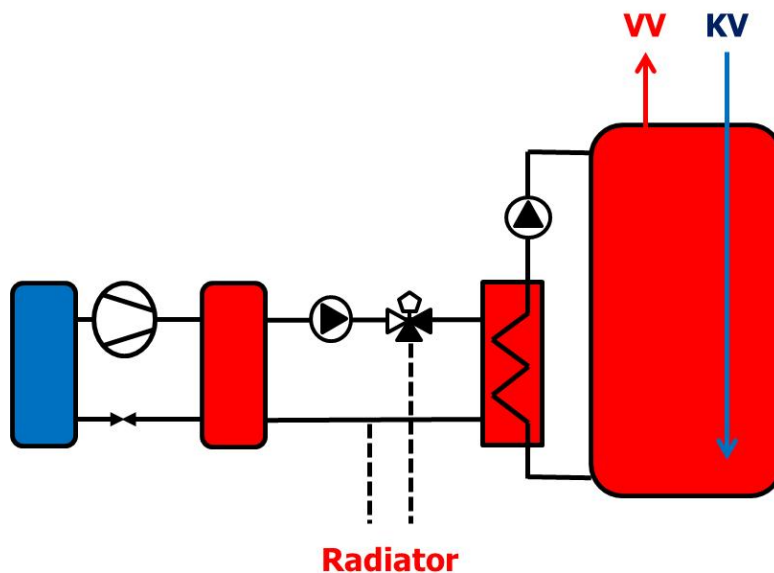
Vid värmning med en utvändigt placerad kondensator (plattvärmväxlare) kommer kallt vatten från botten av tanken att cirkulera genom värmväxlaren och det uppvärmda vattnet tillförs sedan toppen av tanken. Fördelar med detta system är att det finns en större frihet för att dimensionera storleken på värmväxlaren när den placeras utanför tanken. Liksom i föregående system är det en fördel med direktvärmväxling ur effektivitetssynpunkt. Värmväxlingen är inte beroende av egenkonvektion och möjliggör för en väl skiktad tank.

En nackdel är att det krävs en pump i färskvattenkretsen mellan tank och kondensator och att den liksom kondensorn riskerar att korrodera då de utsätts för färskvatten. Därför bör kondensorn konstrueras i ädlare material. Dessutom finns det risk för beläggning vid höga temperaturer vilket försämrar värmeöverföringen. En cirkulationspump i färskvattenkretsen behöver också den tillverkas i ädlare material men problemet med placeringen utgörs främst av att det finns luft i färskvattensystemet som medför en ökad risk för kavitation.



Figur 3.2 Värmepump med tappvattenvärmning i kondensor utanför tanken.

Systemet som beskrivs i Figur 3.2 kan kombineras med en värmebärarkrets mellan kondensorn och en utvändig värmeväxlare för tappvattenvärmning, se Figur 3.3. Systemet har funnits men är ovanligt. Tappvatten värms indirekt och på så sätt undviks kontakt mellan korrosivt vatten och kondensorn. I detta fall kan värmesystemet enkelt kopplas in på värmebärarkretsen. Nackdelar med systemet är att en cirkulationspump fortfarande behövs i färskvattenkretsen och effektiviteten försämras något i och med det temperaturfall som fås i den extra värmewäxlingen. Tappvatten lagras i tanken och fördelarna med extern tappvattenvärmning som beskrivits ovan kvarstår.



Figur 3.3 Värmepump med extern värmeväxlare

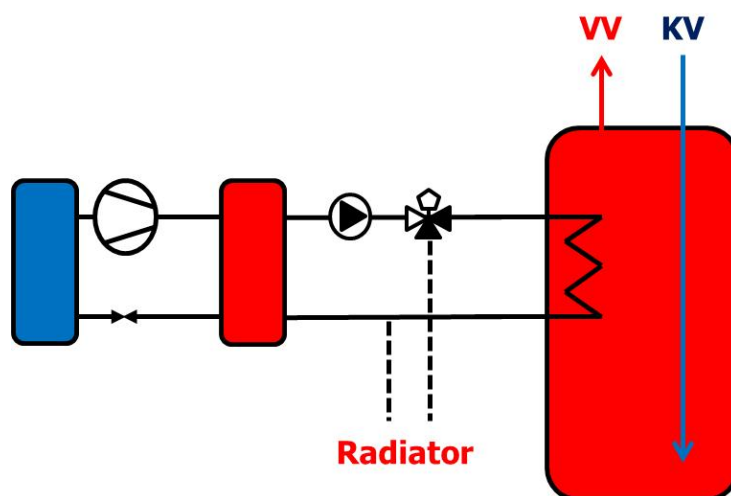
Värmewäxling i en extern värmare gör det lättare att dimensionera för höga varmvattentemperaturer eftersom UA-värdet kan väljas mer fritt och inte är begränsad av tankens storlek. Värmewäxling utanför tanken minskar dessutom risken för ombländning på grund av egenkonvektion. Sett till själva värmewäxlingen kan på så sätt en hög verkningsgrad erhållas och mycket varmvatten kan levereras på kort tid. Styrningen av cirkulationspumpen mellan tank och värmewäxlare får stor

betydelse för systemets effektivitet, pumpen bör styras på temperatur så att en hög temperatur alltid laddas in i tanken och skiktningen kan bibehållas.

Huruvida värmepump med extern värmeväxlare i Figur 3.3 är en ekonomiskt fördelaktig systemlösning påverkas av tillverkningskostnaden för extra komponenter som plattvärmeväxlare och cirkulationspump och hur systemet styrs.

Värmepumpen i Figur 3.4 har kopplats till en tank med slinga som vattenvärmare. Detta är en av de vanligaste systemlösningarna i Sverige och både tank och slinga görs i flera olika material beroende på vattenkvalitet. Tappvattnet lagras i tanken och värms med ett flöde av värmevatten genom slingan. Slingans utformning och placering i tanken har stor betydelse för skiktning och värmeöverföring. Värmeöverföringen begränsas av ytan och därmed längden på slingan. Faktorer som påverkar systemets effektivitet är exempelvis slingans diameter, hur tätt man packar slingans varv och diametern på tanken. Gällande utformning av slingan används släta rör eller kamflänsrör. Kamflänsrör ger bättre värmeöverföring men ökad risk för beläggning med minskad värmeeffekt till tappvattnet som följd. I villasystem är släta rör vanligast.

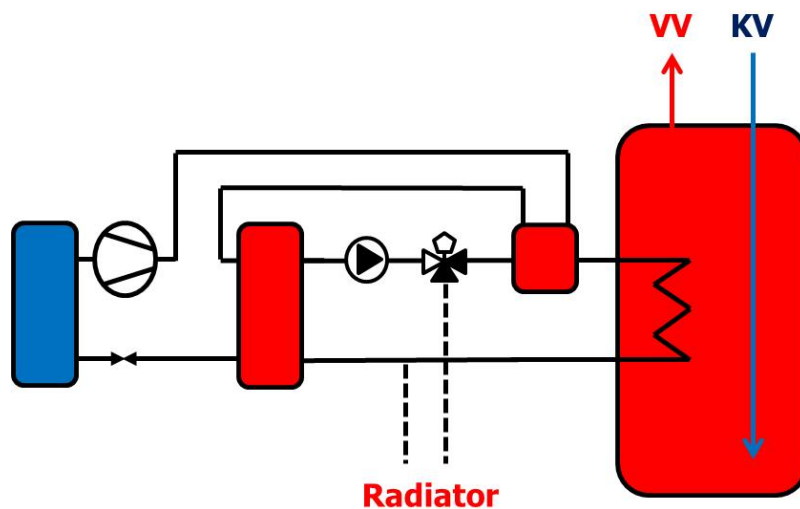
Risk för omblandning finns med intern värmeväxling och risken påverkas av slingans placering i tanken. Gällande slingans placering i beredaren kan några varv i botten medföra att återladdning inte stör toppskiktet under en tappning medan några varv i toppen ger hett vatten men kan också verka kylande och störa skiktningen när värmepumpen startar och ännu inte kommit upp i rätt temperatur. I Figur 3.4 har ett värmesystem kopplats till värmebärarkretsen.



Figur 3.4 Värmepump med en värmebärarkrets mellan kondensor och slingan i tanken.

I Figur 3.5 har systemlösningen med slinga i tanken (Figur 3.4) kompletterats med en hetgasväxlare. Efter uppvärmning i kondensorn passerar värmebäraren hetgasväxlaren för eftervärmning, sedan avger den värme till tappvarmvattnet via slingan. Eftersom tillgänglig effekt är begränsad i hetgasväxlaren utnyttjas den höga temperaturen bäst då det finns ett samtidigt värmebehov i det här fallet, då värms ett mindre delflöde till hög temperatur i hetgasväxlaren för att sedan värma tappvattnet i tanken. Det större delflödet går till värmesystemet, till exempel en radiatorkrets som i Figur 3.5. Om värmepumpen enbart arbetar mot varmvatten-

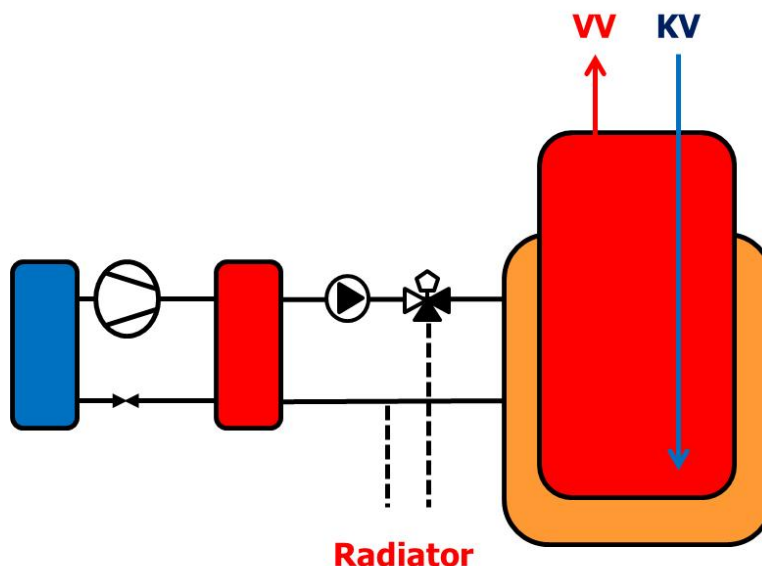
beredaren går ett stort flöde genom hetgasväxlaren och ger då endast några graders temperaturhöjning.



Figur 3.5 Värmepump med hetgasväxlare kopplad till tank med slinga.

3.2.2 System med dubbelmantlad varmvattenberedare

En värmepump kopplad till en dubbelmantlad beredare som visas i Figur 3.6 är ett av de vanligaste systemen i Sverige. Tappvatten lagras i den inre manteln, som värms av värmevatten i den yttre manteln. Med dubbelmantlad beredare har man en begränsad värmeöverförande yta, den varierar beroende på utformning, det vill säga hur stor del av den inre manteln som är nedsänkt i den yttre. Risk för omlandning finns och utformningen påverkar hur god skiktningen blir.



Figur 3.6 Värmepump med dubbelmantlad beredare

Dubbelmantlade beredare kan konstrueras på flera sätt och har olika stor värmeöverförande area. En variant är att låta mantlarna sitta kant i kant. Den lösningen

var vanlig på 70- och 80-talet. Med en sådan konstruktion erhålls störst värmeöverförande area och längst gångtid för värmepumpen. Inloppet för värmebärare är placerat upptill och medför att värmebäraren kan störa skiktningen genom att verka kylande på toppskiktet vid start, om värmebäraren är av lägre temperatur än tappvarmvattnet.

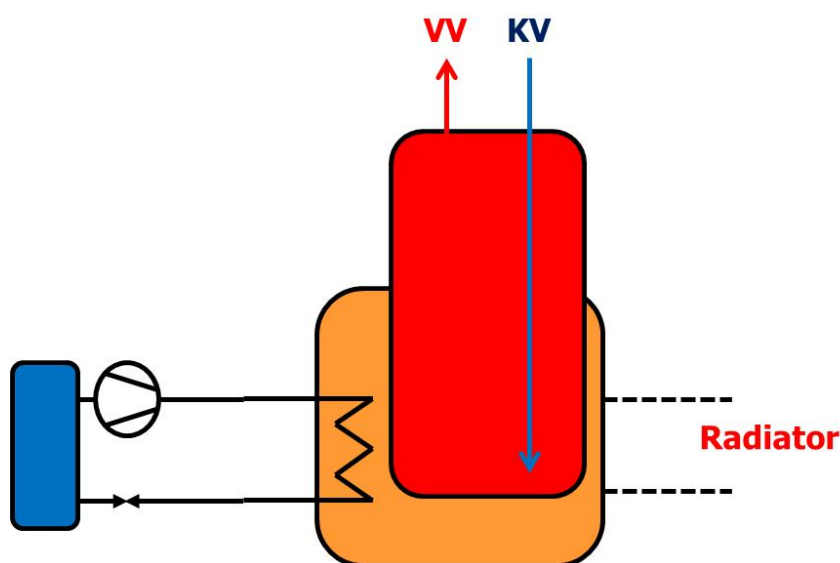
Vid behov av tillsatsvärme med en elpatron placerad i tanken, kan även den motverkas av kylande värmebärare i värmepumpens uppstartsfas om inloppet för värmebärare placeras högre än elpatronen.

En annan variant är att låta den inre tanken vara nedsänkt till en del (minst hälften) i ytermanteln. Det minskar den värmeöverförande ytan och innebär fler start och stopp för värmepumpen. Konstruktionen kan vara en fördel för skiktningen, då toppskikten inte kyls av värmebäraren vid start av värmepumpen.

Volymen i den yttre manteln varierar mellan olika konstruktioner. Volymen om den är tillräckligt stor kan även fungera som en buffertvolym och på så sätt användas för att kompensera för en begränsad värmeöverförande yta. Med en större volym främst i botten på tanken, finns möjligheten att värma upp volymen värmebärare i ytermanteln till en viss nivå och sedan låta viss tappvattenvärmning ske med eftervärme från den lagrade volymen. En fördel med en extra buffertvolym är att det kan medföra färre starter och stopp för värmepumpen.

Vid installation och uppstart är det viktigt att den inre tanken fylls på först för att klara det yttre trycket när den yttre manteln sedan fylls. Eftersom beredaren består av två mantlar tenderar det att bli ett dyrt system.

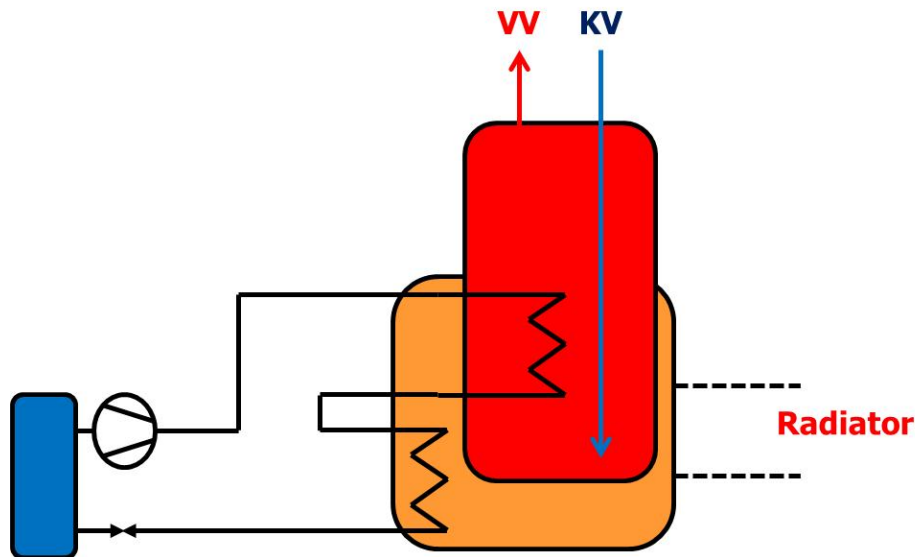
En del frånluftsvärmepumpar har kondensorn placerad i ytermanteln, Figur 3.7. Då får man en kompakt systemlösning men samma nackdelar och fördelar som beskrivna för systemet ovan i Figur 3.6. förutom några av de nackdelar som är förknippade med systemet i Figur 3.1 då man placerar kondensorn i varmvattenberedaren.



Figur 3.7 Värmepump med dubbelmantlad beredare och kondensorn i ytermanteln.

Ytterligare ett förekommande system är användningen av hetgasväxlare i form av en slinga i den övre delen av yttermanteln. På så sätt kan man utnyttja hetgasens högre temperatur för att värma tappvatten. Det är en vanlig systemlösning för frånluftsvärmepump med fast kondensering och med en shunt till värmesystemet.

Hetgasväxlaren skulle också kunna placeras i varmvattenberedaren, Figur 3.8, men då med nackdelar med genomföringar som i system med kondensorn i varmvattenberedaren, Figur 3.1.



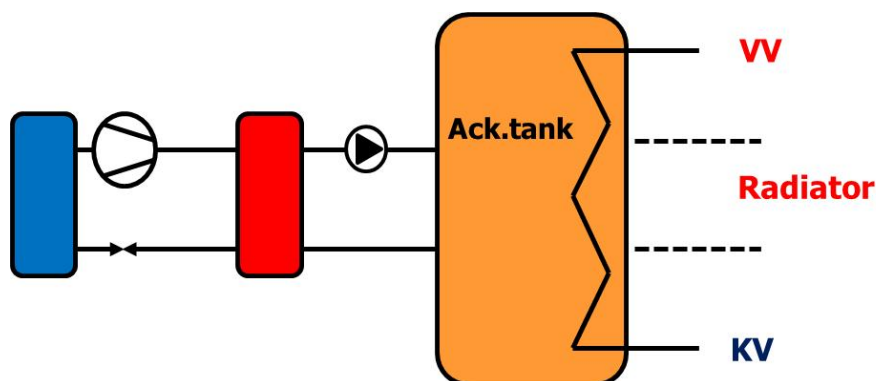
Figur 3.8 Värmepump med dubbelmantel och kondensator i den yttre manteln och hetgasväxlare i ytter- eller innermanteln.

3.2.3 System med ackumulatortank

Systemlösningar med ackumulatortank och genomströmningsvärmare för tappvatten behandlas här. En värmepump kopplad till en ackumulatortank där värmevattnet lagras visas i Figur 3.9. I ackumulatortanken finns en slinga för värmeväxling mot tappvatten. Det är en relativt vanlig systemlösning. Tappvatten flödar genom slingan från tankens botten till tankens topp vid en tappning och värms på så vis upp när det passerar genom tanken. Värmeöverföringen begränsas av slingans utformning och framför allt längd, och risk för omblandning i tanken finns. Fördelar med lagring av dött vatten är att tanken får lägre tryckkrav och blir därför enklare och billigare att tillverka, fördelarna har beskrivits tidigare i kapitel 2. Det är endast en liten volym på ett fåtal liter tappvatten som värms i slingan, inget tappvatten lagras, till följd därav minskar risken för legionellatillväxt betydligt. En annan fördel är att värmepumpen alltid arbetar mot vattenvolymen i tanken och volymförstoringen ökar cykeltiden för värmepumpen.

Ett potentiellt problem med tappvarmvattenkomforten i systemet kan uppstå vid stora tappflöden, då rätt sluttemperatur kan bli svår att uppnå eftersom värmeöverföringen är begränsad.

För sammankoppling av systemet i Figur 3.9 med ett värmesystem används vanligen en shunt kopplad till ackumulatortanken. I existerande system är det vanligt att värmepumpen arbetar med fast kondensering vilket sänker *COP*.



Figur 3.9 Värmepump kopplad till ackumulatortank med tappvattenslinga.

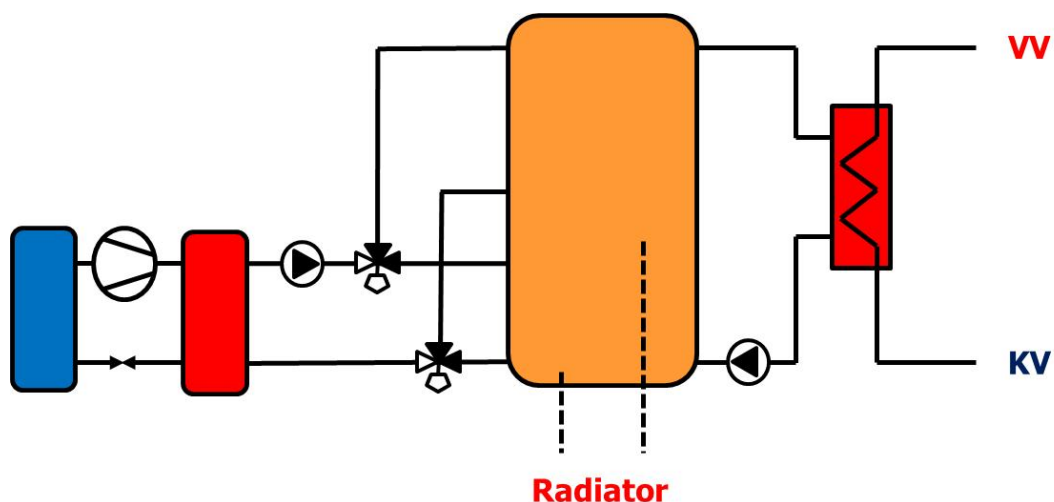
Figur 3.10 visar ett system med värmepump som inte finns tillgängligt på marknaden för villasystem men där testanläggningar finns beskrivna i litteraturen (Fahlén, 2005). Principen med ackumulatortank och extern tappvattenväxlare förekommer med värmepumpar för flerbostadshus samt andra typer av system, till exempel solvärmesystem eller system med en panna.

Värmepumpen arbetar mot ackumulatortanken som förser både värmesystem och tappvattenväxlare med värmevatten av olika temperaturnivå. Liksom i föregående system är det en fördel är att värmepumpen kan ha längre cykeltider eftersom den alltid arbetar mot vattenvolymen i tanken.

Tappvattnet värms i en extern plattvärmväxlare med värmevatten som lagras i ackumulatortanken. Önskad temperatur på tappvattnet erhålls genom att styra temperaturen i tankens överdel och sedan reglera flödet på värmevattnet efter effektbehovet. Det är viktigt att matcha tankens topptemperatur och önskad tappvattentemperatur. Några graders skillnad behövs för värmväxlingen men en liten temperaturdifferens mellan tank och tappvarmvatten gör systemet effektivare och regleringen stabil. Flödet regleras för att matcha effekten på tappningen, stort flöde på tappvatten innebär stort flöde för värmebärare genom växlaren.

Värmevattnet i den undre delen av tanken har en temperaturnivå för värmesystemet. Vid återladdning av den övre delen av tanken kan det förvärmade värmevattnet för värmenivån nyttjas vilket ger en snabb återhämtning vid tappningar. Styrningen av pumparna är viktig för att erhålla bra skiktning och rätt temperatur på tappvattnet. Om styrningen inte är optimal finns det risk för att temperaturen sjunker för lågt vid en stor tappning.

Ur ett ekonomiskt perspektiv blir tanken billigare än de som lagrar tappvatten. Om hela systemet är ekonomisk fördelaktigt påverkas av tillverkningskostnaden för plattvärmväxlare, pump och övriga extra komponenter.



Figur 3.10 Värmepump med ackumulatortank med extern värmeväxlare

3.2.4 System för flerbostadshus

Flera av de tidigare nämnda systemen förekommer i en större version för flerbostadshus, typiskt med flera beredare i serie. Vanliga system är dubbelmantlad beredare och beredare med slinga, vanligen kamflänsrör. Det är också vanligt med hetgasvärmväxlare. Förutsättningarna för till exempel inkoppling av hetgasslinga i tanken blir något friare för stora värmepumpar i flerbostadshus då man inte har samma utrymmesbegränsning som med modulmått för småhus. Lösningar som är svåra att få till i kompaktnoduler utan att de blir för dyra, kan bli ekonomiskt lönsamma system till flerbostadshus på grund av större frihet vid utformning. Effektivitetstjänandet i flerbostadshus blir annorlunda för tappvarmvatten på grund av sammanlagringseffekter. Relationen mellan momentan effekt och energibehov för tappvarmvatten blir gynnsammare i flerbostadshus.

3.3 Dimensionering

Valet av värmepumpens effektstorlek görs med kännedom om värmebehov och varmvattenbehov. Historiskt sett har kännedom om värmebehov främst avgjort valet av värmeeffekt hos värmepumpen. Det momentana effektbehovet för tappvarmvatten är betydligt större än motsvarande för rumsuppvärmning, men med lagom stor tankvolym behöver värmepumpen bara matcha en del av detta effektbehov. Huvudparten tas från tanken och täcks i efterhand av värmepumpen. Tidsutnyttjandet av värme och varmvatten medför att energibehovet har omvänt förhållande mot effektbehovet. Det vanligaste tillvägagångssättet för att kombinera dessa två är att lagra tappvarmvatten och låta effektbehovet för uppvärmning vara dimensionerande, eftersom det inte finns någon generell metodik för att jämföra värme och varmvattenbehov för dimensionering. Med hjälp av en tank klarar man varmvatten med en mindre effekt men bara upp till en viss tankstorlek. Blir tanken för stor vänder trenden och större effekt krävs.

Resultatet vid dimensionering bör vara en värmepump med en värmeeffekt som matchar värmebehovet och en varmvattenberedare med matchande volym. Sett till

framtiden med minskande värmebehov får varmvattenbehovet större betydelse vid dimensionering.

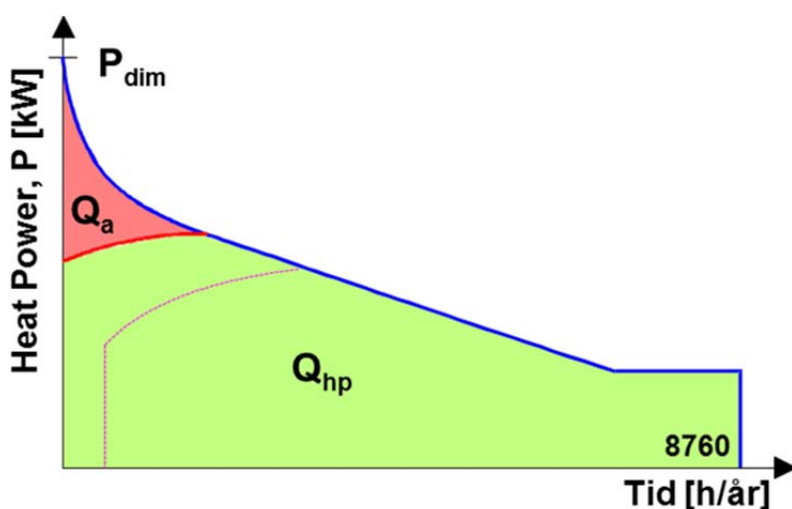
Dimensionerande temperaturnivå för värmesystemet har betydelse. Dagens vanligaste temperaturnivåer för vattenburet system med radiatorer är 55 °C för framledning och 45 °C för retur vid dimensionerande utetemperatur. Tidigare (före 1980) var det vanligt med högre temperaturer. Med lågtemperatursystem, till exempel golvvärmsystem, blir temperaturnivåerna lägre exempelvis 35 °C för framledningen.

Det har inte funnits krav på värmepumpssystemets prestanda eller täckningsgrad utan ekonomi har fått styra valet. Med BBR 2010 kom krav på maximal eleffekt i installationer för uppvärmning. För värmepumpsinstallationer räknas driveffekt till kompressorn samt tillsatsel. Kravet begränsar därmed effekten på tillsatsel. Konsekvensen blir indirekt krav på större täckningsgrad för värmepumpen. Med kännedom om värmebehovet och gränsen för installerad maxeffekt får man indirekt ett krav på *COP*.

3.3.1 Dimensionering för värmebehov

Valet av värmepumpens effekttäckningsgrad är ett ekonomiskt beslut och har varierat över åren som ett resultat av gällande elpris och bidrag till värmepumpsinstallationer.

Elpriset påverkar valet av effekttäckningsgrad och idag blir det allt dyrare att inte ha hög täckningsgrad då resterande effekt täcks med tillsatsel. Till och med år 1985 var de flesta markvärmepumpar heltäckande gällande effekt eftersom bidragssystemet gynnade en heltäckande dimensionering. I och med att bidragen försvann 1985 blev det mest ekonomiska en effekttäckningsgrad på 50 % på grund av det låga elpriset. Val av effekttäckningsgrad följer energipriset och har sakta stigit till nuvarande 70-80 %. Det verkar bli alltmer intressant med heltäckande värmepumpar då elpriset förväntas öka.



Figur 3.11 Varaktighetsdiagram för en typisk värmelast i småhus.

Figur 3.11 visar dimensionerande effektbehov P_{dim} och en effekttäckning på exempelvis 60-70 %. Energitäckningen Q_{hp} står värmepumpen för och energitäckningen Q_a består av tillsatsel. Vanligt för bergvärme- och luft/vatten-värmepumpar var effekttäckningsgrader på 55-60 % (Karlsson et al, 2003). För bergvärmepumpar gäller numera enligt tillverkare minst 70-80 % av effektbehovet vid dimensionerande utetemperatur vilket innebär att energibehovet täcks till 98-99 % och resterande del täcks av tillsatsel. Energitäckningen för luft/vatten-värmepumpar blir något lägre på 90-95 %, se den streckade linjen i Figur 3.11. Att täcka hela effektbehovet med värmepump är en kostnadsfråga men trenden går mot allt högre täckningsgrad för villavärmepumpar. Ett alternativ är att använda en varvtalsstyrd kompressor som tillåts vara heltäckande eftersom den kan gå på deeffekt (Karlsson, 2007).

Ju högre värmepumpseffekt desto större tid av året blir värmebehovet mindre än värmeeffekten från värmepumpen. Fördelen med en lägre täckningsgrad och lägre värmeeffekt är längre arbetscykler då det är balans mellan värmepumpens effekt och värmesystemets effektbehov. Då kan värmesystemet ta emot värmeeffekten och värmepumpen går jämnare vilket minskar slitaget. Bättre balans kan också skapas med en tank som ger en buffertvolym i systemet. Värmepumpen får då ett större system att arbeta mot och gångtiden blir längre (Fahlén, 2005).

3.3.2 Dimensionering för varmvatten

För tappvarmvatten finns Boverkets rekommendationer gällande temperatur och flöde som bör uppfyllas av värmepumpssystemet. Varmvatten i tillräcklig mängd kan erhållas om systemet är dimensionerat efter behovet när det gäller tillgänglig värmepumpseffekt, storlek på värmeväxlare och varmvattenberedare.

Det är vanligt med ekvationer eller schabloner för att uppskatta varmvattenbehovet. Typiskt antas varmvattenbehovet vara cirka 4500 kWh för 4 personer. De lagringstankar av standardstorlek som hör till kompaktvärmepumpar för småhus har större kapacitet enligt tillverkare. Mer eller mindre får man varmvattnet på köpet vid dimensionering efter värmebehov. Det behövs en lagringstank som matchar värmepumpens effektstorlek. Även om värmeeffektbehovet för rumsvärme minskar i nybyggnation motverkas en minskande värmepumpseffekt av den ökande täckningsgraden och effektbehovet för tappvarmvatten.

Boverkets byggregler listar några grundläggande parametrar för dimensionering av tappvattenvärmare. Vid tappstället ska man kunna tappa varmvatten vid en temperatur på minst 50 °C. Dimensionerande flöde för småhus är 70 % av det sannolika sammanlagrade flödet från ett antal installationer. Dimensionerande flöde för tappställe varierar; 0,3 l/s gäller för badkar, för övriga tappställen rekommenderas 0,2 l/s. Gällande mängd för ackumulerande system finns rekommendationen att efter 6 timmars uppvärmning av tappvatten på 10 °C ska två tappningar om vardera 140 liter 40-gradigt tappvarmvatten kunna tappas inom en timme, men flödet är inte definierat.

3.4 System och komponenter

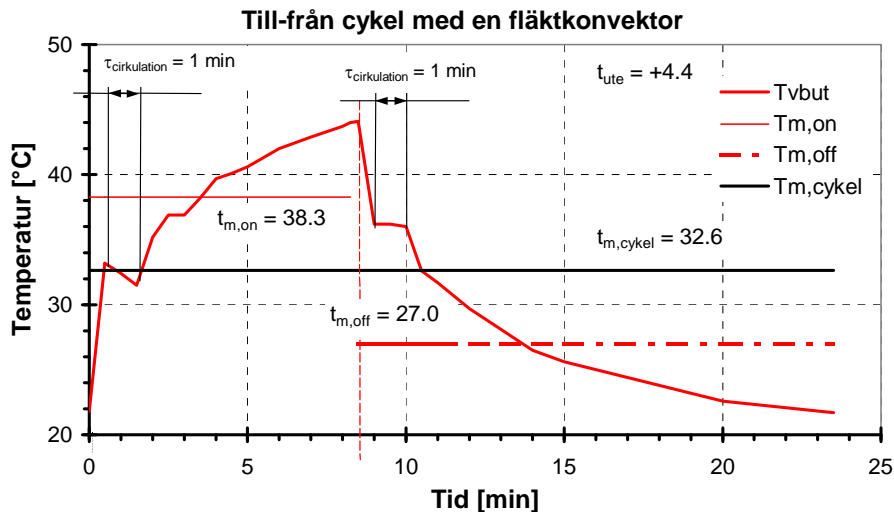
I det här avsnittet förs ett kort resonemang om värmesystemet och värmepumpens olika komponenter och dess inverkan på värmepumpens prestanda. De värmepumpsmodeller som finns på marknaden har klarat konkurrens och ekonomisk bedömning, dock finns det andra tekniska lösningar av värmepumpssystem.

3.4.1 Värmesystem

Här behandlas vattenburna värmesystem och de kan till exempel vara golvvärme-system, radiatorsystem eller system med fläktkonvektor. Värmeöverföringen i värmesystemet kan ske vid olika temperaturnivåer, främst beroende på den värmeöverförande ytans storlek än typ av system. Golvvärme dimensioneras traditionellt som lågtemperatursystem med framledning på ca 35 °C på grund av stor tillgänglig yta. Radiatorsystemens yta varierar men dimensionerande temperatur är vanligen 45-55 °C. Fläktkonvektorer är effektiva och möjliggör för lägre temperatur på värmesystemet. En sådan kan ersätta flera radiatorer, till exempel i relativt öppna planlösningar. Alternativt kan man använda flera men ljud kan vara ett problem med fläktkonvektorer.

Traditionellt växlar en värmepump mellan värme- eller varmvattendrift med hjälp av en växelventil som släpper fram värmebäraren till önskad krets. Värmebäraren cirkulerar i kretsen mellan värmepumpens kondensator och värmesystem eller varmvattenberedare med hjälp av en cirkulationspump. Vanligtvis prioriteras varmvatten före värme med möjlighet att avbryta för värme vid behov. Systemet styrs vanligen med hjälp av kurvstyring vid värmedrift där temperaturnivån på värmebäraren matchas mot aktuell utetemperatur enligt en förinställd kurva. Driften bryts när värmebärartemperaturen blir högre än angivet maxvärde. Det var tidigare vanligast att returtemperaturen matchades mot aktuell utomhustemperatur. För styrning i varmvattendrift startar och stoppar värmepumpen beroende på indikation från temperaturgivare i varmvattenberedaren.

Vid av/på-reglering går värmepumpen av och på när husets värmebehov är mindre än vad värmepumpen levererar och huset kan således inte ta emot hela värmepumpens effekt. Under en av/på cykel blir medeltemperaturen på värmebäraren under drift betydligt högre än hela cykelns medeltemperatur vilket innebär en onödigt hög kondenseringstemperatur som sänker *COP*, se Figur 3.12. Dessutom sliter många starter och stopp på kompressorn och därmed är långa cykler är att föredra. Bäst prestanda erhålls om värmepumpen har långa gångtider och låg, jämn kondenseringstemperatur som ligger så nära medeltemperaturen som möjligt under hela cykeln. Möjligheten att åstadkomma en liten temperaturdifferens mellan start och stopp är lättare i system som har stor massa och därmed finns en fördel med en buffertvolym i systemet. En bra balans mellan värmepumpens effekt och värmesystemets behov är viktigt. En varvtalsstyrd kompressor kan också användas för att reglera balansen.



Figur 3.12 Värmebärartemperaturen under en av-på cykel i värmesystem med fläktkonvektor. (Fahlén, 2005)

Värmepumpens prestanda är dessutom stark påverkad av vilket värmebärarflöde som går genom kondensorn. Optimalt flöde för värmesystemet kan vara ett och optimalt flöde för värmepumpen kan vara ett annat. Om värmepump och värmesystem är direktkopplade blir således flödet en kompromiss. Optimalt för värmepumpen vore en frikoppling mellan den och värmesystemet, eftersom effektavgivningen för radiatorerna inte är lika flödesberoende som värmepumpens kondenseringstemperatur är. Exempelvis visar prestandaprovning för värmedrift enligt EN 255 och EN 14511 skilda resultat på grund av att flödet till värmesystemet skiljer sig åt (Haglund Stignor et al, 2005).

Ett exempel på frikoppling som var vanligt tidigare var en mindre slinga för värmepumpens cirkulationspump som kopplades in parallellt på värmesystemet vilket hade en separat cirkulationspump. På så sätt finns det alltid ett möjligt flöde för värmepumpen och returtemperaturen kunde styras när värmepumpen ska slå av. Om termostaterna var stängda steg temperaturen snabbt men kontrollerat i den mindre värmebärarkretsen.

De flesta värmepumpssystem idag har en cirkulationspump för värmebärare inbyggd i värmepumpsmodulen. Cirkulationspumpen arbetar direkt mot värmesystemet. Då behöver någon del av värmesystemet vara utan termostat så att det finns en öppen krets för värmepumpen att arbeta med annars finns risken att värmepumpen larmar för högt tryck om alla termostater är stängda, istället för att avbryta driften vid hög värmebärartemperatur. Förutsättningarna för värmepumpen kommer att variera med flödet. Värmebärarflödet varierar beroende på värmebehovet inte vad som är optimalt för värmepumpen. Hur snabbt temperaturen på värmebäraren stiger och hur lång en cykel blir beror, förutom av värmebehovet, på hur stor volym systemet har för tillfället. Temperaturen kan snabbt förändras och systemet kan bli svårkontrollerat om returtemperaturen används för styrning. Idag används förutom returtemperaturen även framledningstemperaturen och driftryck till styrning.

Ett annat sätt att frikoppla värmesystem och värmepump är de tidigare nämnda system där värmepumpen arbetar mot en ackumulatortank för värmevatten. Med

akkumulatortank eller någon form av buffertvolym skapas bättre balans mellan värmesystem och värmepump och minskar antalet start och stopp.

Varvtalsstyrning där effekten kan regleras ner för att anpassas till behovet skapar jämnare balans mellan värmepumpens effekt och värmesystemets effektbehov. Det finns gränser för regleringen och värmepumpen går fortfarande av och på om än med färre starter och stopp. En buffertvolym gör nytta även i ett sådant system.

3.4.2 Värmepump

Temperaturnivåerna för värmepumpens köldmediecykel styrs av de yttre förutsättningarna, det vill säga temperaturen på värmekällan och temperaturen på värmesänkan. Idealt vore förångningstemperaturen lika med temperaturen hos värmekällan och kondenseringstemperaturen lika med framledningstemperaturen. Emellertid kan ekonomisk dimensionering av värmeväxlare och flöden ge betydande temperaturskillnader mellan köldmediet och källan respektive sänkan.

Om temperaturlyftet mellan värmekälla och värmesänka är lågt erhålls ett bra *COP*, särskilt om kondenseringstemperaturen är låg. Ett ökat temperaturlyft medför ett sämre *COP*.

Kondensor

I kondensorn höjs temperaturen på värmebäraren och kondenseringstemperaturen beror av returtemperaturen och flödet på värmebäraren. Värmepumpens värmeeffekt varierar med kondenseringstemperaturen och en låg kondenseringstemperatur ger bättre värmeeffekt och ett bättre *COP* då även temperaturlyftet är lågt.

Med en bra värmeväxlare kan framledningstemperaturen ligga nära kondenseringstemperaturen. Flytande kondensering innebär att värmepumpen arbetar med en kondenseringstemperatur som är anpassad till systemets behov. Detta innebär höjd temperatur vid sjunkande utetemperatur samt vid tappvattenvärmning. En ökande kondenseringstemperatur medför att effekt och *COP* sjunker. Exempelvis ger 10 graders höjning på kondenseringstemperaturen en 15 - 20 % sämre *COP*. Tappvattenvärmning kräver högre temperaturer runt 55-65 °C och högsta möjliga kondenseringstemperatur begränsas bland annat av specifikationer för värmeväxlare, kompressor och smörjolja.

Värmepumpen höjer som nämnt temperaturen på värmebäraren i kondensorn och framledningstemperaturen beror av returtemperaturen och flödet. Detta innebär att när värmepumpen växlar till varmvattenvärmning kommer returen först att vara kall då värmebäraren stått stilla i rören och svalnat. En kallare retur resulterar i en relativt kall framledning så att värmebärartemperaturen först sjunker när värmepumpen startar för att sedan stegvis höjas. Den kan då först verka kylande på toppskiktet i tanken och störa skiktningen. Samma fenomen med en kall framledning kan uppstå i värmesystemet när värmepumpen startar efter att ha stått still en stund.

För att värma tappvarmvatten sker vanligen temperaturhöjningen i kondensorn i flera steg. I de fall där tappvarmvatten lagras och värms indirekt cirkulerar värmevatten mellan kondensor och beredare, till exempel genom en dubbelmantel

eller slinga. I de fall där värmevatten lagras cirkuleras det mellan tanken och kondensorn. Temperaturhöjningen av värmebäraren sker stegvis om flödet är högt och konstant. Allteftersom tappvattnet i beredaren blir varmare blir returtemperaturen på värmebäraren högre och då höjs framledningstemperaturen successivt tills att önskad temperatur erhålls i hela tanken. Fördelen med detta förfarande är en lägre kondenseringstemperatur i medel och ett bra *COP*. Nackdelen är att stegningen tar tid och att önskad temperatur erhålls först när hela tanken är fulladdad. I de vanligaste systemen på marknaden finns emellertid begränsningar i värmeöverföringen som gör att den teoretiska vinsten helt kan utebli.

Temperaturhöjningen i kondensorn kan också ske i ett svep. Det innebär att ett litet flöde värms från den låga starttemperaturen till önskad tappvarmvattennivå direkt i kondensorn. Värmepumpen kommer under lång tid att arbeta med den höga kondenseringstemperaturen till dess att tanken är fullt laddad och *COP* blir därför sämre än vid stegvis laddning. Men toppskiktet som laddas får en hög temperatur medan laddning pågår och varmt tappvatten finns tillgängligt snabbt.

Strategin för laddning blir således en avvägning mellan högt *COP* och komfort; det vill säga kort väntetid. Snabb återladdning är viktig för komforten, då laddas inte tanken från kallvattentemperatur utan från en angiven temperaturnivå, typiskt 40 °C. Exempelvis anger Thermia (2008) tiden för återladdning, från 40 °C till tappvarmvattentemperatur, till 21 min för beredare med slinga och 50 min för en dubbelmantlad beredare. Dessa beredare kan, som tidigare nämnts, utformas på olika sätt och tiden kommer att varieras beroende på vilket system som avses och om skiktningen kan bibehållas eller ej.

En kompromiss är att värma till en minsta acceptabel nivå snabbt och sedan låta resterande höjning ske långsamt. Så sker i systemet med värmebärare lagrad i ackumulatortank och extern tappvattenväxlare (se Figur 3.10). Där kan temperaturnivån motsvarande den för värmesystemet i nedre delen av tanken vara starttemperatur vilket innebär att en del av temperaturhöjningen redan gjorts vid värmedrift. Ett lågt flöde på värmebärare tillämpas för att erhålla den slutliga temperaturhöjningen med fördelen att en hög temperatur i tankens toppskikt finns tillgänglig. Små tappningar kan även värmeväxlas direkt mot värmebärare som värmts i kondensorn om övre delen av tanken ännu inte hunnit laddas.

Underkylare och hetgaskylare

Flera värmeväxlare kan utnyttjas på högtrycksidan; förutom kondensorn kan det finnas underkylare och hetgasväxlare i köldmediekretsen. I underkylaren är temperaturen låg och den kan nyttjas till att förvärma värmebärare och används ibland i bergvärmepumpar. Med en hetgasväxlare finns potential för värmning av tappvarmvatten då temperaturnivån är hög. Dock är värmeeffekten liten. Hetgasvärmeväxlare finns i villamodeller för bergvärme och frånluft från flera tillverkare. Vanligast är hetgasväxlare i system för flerbostadshus.

På 80-talet fanns många värmepumpslösningar men många försvann när bidrag till värmepumpsinstallationer försvann. En intressant lösning hade Thermia. Där utnyttjades principen med värmning i serie i flera värmeväxlare; hetgasväxlare, kondensorn och underkylare. Principen innebär att sommartid, när inget värmebehov finns, nyttjas alla tre värmeväxlarna för tappvattenvärmning medan endast

hetgasväxlaren nyttjas vintertid. Värmevatten värmdes i hetgasväxlaren med hjälp av självcirkulation mellan växlaren och tanken. Teoretiskt finns större kapacitet med den systemlösningen än dagens system med hetgasväxlare som är enklare utformade.

I en bergvärmepump på marknaden nyttjas hetgasväxlare för tappvarmvattenvärmning genom att låta ett mindre delflöde av värmebärare, som redan värmts i kondensorn, passera hetgasväxlaren. Med ett litet flöde kan höga temperaturer på värmebäraren erhållas. Värmebäraren värmer sedan tappvarmvatten i en slingberedare.

Köldmedium

Köldmediet och dess egenskaper påverkar värmepumpens teoretiska verkningsgrad, värmeöverföring och temperaturlyft. Temperaturlyftet begränsas av högsta temperatur som kompressorn, smörjoljan, köldmediet och elmotorn klarar.

Generellt används köldmedium R407C för villavärmepumpar, det gäller bergvärmepumpar men även uteluftvärmepumpar till viss del. Vanligt för uteluft är R404A och R410A. Speciellt för varmvatten används även R1234yf. R134a är förekommande i några modeller för villor och för flerfamiljshus. Enligt tillverkare går trenden, med ursprung hos kompressortillverkare, mot R410A på kort sikt.

På lång sikt gäller köldmedium med lågt GWP. Alternativa köldmedier är NH₃ och CO₂ och Propan. Propan kan vara intressant för alla typer av värmepumpar men används för närvarande mest för frånluftsvärmepumpar i villasammanhang. Anledningen är propanets brännbarhet och resulterande säkerhetskrav vilket är enklast att klara i små aggregat.

Kompressorer

Ett alternativ till den traditionella av/på regleringen är varvtalsstyrning av kompressorn. Det ställer krav på motorn och en optimering av motorstyrning, motor och last. Varvtalsstyrning är vanligast på luft/luft maskiner där tillverkarna själva har stått för produktutvecklingen. För den svenska marknaden köper tillverkarna kompressorer ur ett begränsat utbud. Därför blir varvtalsstyrning en marknadsfråga.

Numera finns det varvtalsstyrda kompressorer i ett fåtal modeller på marknaden men såväl bergvärme-, luft/vatten- och frånluftssystem finns representerade. Det finns dokumenterade fördelar med tekniken men trenden på kort sikt är osäker. Dels för att det nu är ett dyrt system på en alltmer prispressad marknad och dels för att prestanda inte alltid nått upp till förväntningarna. Det kan bero på dåliga komponenter eller brist på optimering.

Det finns även 2-stegskompressorer, på svenska marknaden finns det bland annat för en uteluftmodell. Det var vanligare på 80-talet med flera steg på kompressorer. En stor del av vinsten med en varvtalsreglerad kompressor kan uppnås med 2-stegskompressor i kombination med en rimlig tank. Detta torde dock bli dyrare än varvtalsstyrning av en kompressor.

Tappvattenvärmning med varvtalsstyrning borde vara en bra kombination eftersom variationen mellan största och minsta effekt är stor. Varvtalsstyrning ger möjlighet att öka effekten snabbt vid laddning för att sedan varva ner och arbeta med en större temperaturdifferens. Då krävs att värmebärarpumpen har samma styrning. Effektbehov för tappvarmvatten kommer att finnas kvar även om energibehovet minskar för rumsvärme.

Trevägsventil, T-koppling och shunt

Vid växling mellan värmesystem och varmvattenvärmning används ofta en trevägsventil, en växelventil. Nackdelar med trevägsventil är risk för läckage och slitage som medför en kort livslängd för ventilen.

Som alternativ till trevägsventilen kan en T-koppling användas där varje gren har en egen cirkulationspump som hämtar flöde. I stället för nuvarande en cirkulationspump och en ventil används istället två cirkulationspumpar, en för värme och en för varmvattendrift. System med denna koppling finns i Tyskland. Funktionen blir densamma som med trevägsventil. Det är det billigaste och enklaste alternativet som får genomslag.

Fast kondensering var vanligt fram till 1980-talet. Vid fast kondensering används en shunt istället för en trevägsventil och värmepumpen jobbar alltid mot den högsta temperaturnivån vilket ger ett sämre *COP*. Då värmesystemet har dimensionerats för en lägre temperatur regleras temperaturen på framledningen genom att via shunten blanda in den kallare returen från värmesystemet. Shunt förekommer i några systemlösningar idag men var vanligt på 70- och 80-talet på grund av bivalenta system för värmepump med oljepanna som tillsats.

Cirkulationspumpar

Det ställs olika krav på cirkulationspumpar beroende på position i systemet och drifttider. Det är viktigt med hög verkningsgrad för cirkulationspumpar i värmesystemet och pumpar för laddning av varmvattenberedare då dessa har långa drifttider.

En pump för värmebärarflöde genom en separat tappvattenväxlare i ett villasystem har väldigt kort drifttid och därför inte särskilt höga krav på verkningsgrad. Dessutom är varmvatteneffekten väldigt hög vilket gör relationen mellan pumpeffekt och varmvatteneffekt liten även om pumpeffekten är onödigt hög.

3.5 Sammanfattning

Kapitlet behandlar dagens systemlösningar för tappvattenvärmning med värmepump. I litteraturen är utgångspunkten för systembeskrivning ofta värmekällan. Systemen som beskrivs i kapitlet utgår från hur tappvattenvärmning sker och kopplas samman med kylmodulen oberoende av värmekälla. System med enkelmantlade beredare och dubbelmantlade beredare där tappvatten lagras beskrivs liksom system med ackumulatortank som lagrar värmevatten.

För- och nackdelar med olika utformningar så som direktvärmväxling, indirekt värmväxling, nyttjande av hetgasväxlare och konsekvenser av lagring i tapp-

vatten eller värmevatten diskuteras. I de flesta systemen sker värmeväxlingen mot tappvatten i tanken och egenkonvektion nyttjas vid uppladdning vilket också riskerar att störa skiktningen. I några system sker värmeväxling utanför tanken och skapar bättre förutsättningar för att bibehålla en god skiktning.

Dimensionering av värmepumpssystem görs utifrån värmebehovet och med en uppskattning eller schablon för tappvarmvattenbehov. Trenden för dimensionering är att värmepumpar blir nära nog heltäckande gällande energitäckningsgrad.

Värmepumpssystemet och komponenter och styrning behandlas avslutningsvis i kapitlet. Värmesystemets utformning påverkar värmepumpssystemets prestanda i stor utsträckning och olika exempel diskuteras. Eftersträvansvärt är en låg och jämn kondenseringstemperatur under hela arbetscykeln för värmepumpen vilket ett värmesystem med stor massa har större möjlighet att uppnå. Principer för att ladda lagringstanken diskuteras då även dessa påverkar systemets prestanda.

4 FÄLTMÄTNINGAR

Kapitlet innehåller en analys av data från fältmätningar på värmepumpssystem. Värmepumparna som presenteras här är installerade i småhus och fältmätningarna är genomförda av tillverkare. Resultaten presenteras på årsbasis, månadsvis och mer detaljerat veckovis. Avslutningsvis presenteras resultat som enbart behandlar tappvarmvatten.

Syftet med analysen av fältmätningarna i småhus är att få information om behovsvariationer och värmepumpens drift. Viktiga frågeställningar är relationen mellan värme och tappvarmvatten samt variationen i energibehov för värme och tappvarmvatten per år, månad och vecka. Ett av systemen har alternerande värme och varmvattendrift och syftet där är att studera variationer i prestanda. Två av systemen är utrustade med hetgasväxlare och för dem är syftet att studera variationer i andelen tappvarmvattenberedning som sker samtidigt som värmedrift under året. Mer detaljerat på veckonivå ska behovsvariationer ge svar på effektbehov, temperaturnivå på värmesänka och värmekälla, värmepumpens drifttimmar och startfrekvens. För tappvatten är information om flödesvariation och fördelning i tiden liksom skiktningen av lagrat tappvatten betydelsefulla.

Målsättningen har varit att studera variationer i prestanda för alla system och att den framtagna informationen ska kunna användas till beräkningsmodeller för utvärdering av värmefaktorer för olika värmepumpssystem med varierande tappvarmvattenbehov. Dock finns begränsningar i mätningen av el.

4.1 Mätprogram

Datat för analys kommer från fältmätningar på bergvärmepumpar som genomfördes under åren 2006-2008. De tre bergvärmepumpar som valts ut för analys är installerade i småhus och förekommer i två olika modeller. De har lika stor installerad värmeeffekt men den ena modellen är utrustad med hetgasväxlare som nyttjas vid tappvattenvärmning. Småhusen är belägna i klimatzon II och ortens årsmedeltemperatur är 4,7 °C under ett normalår.

4.1.1 System A – Värmepump med alternerande drift

En av bergvärmepumparna redovisas som värmepumpssystem A. Värmepumpen har en scrollkompressor som styrs av eller på. Köldmedium är R407C. Den har varvtalsstyrda cirkulationspumpar och driften alterneras via en växelventil mellan värme- eller varmvattendrift. Den inbyggda varmvattenberedaren har en volym på 180 liter och värmer tappvarmvatten indirekt via en slinga. Den installerade värmepumpen har en nominell värmeeffekt på 10 kW och en märkeffekt på kompressorn på 4,2 kW samt märkeffekt på cirkulationspumparna på 0,2 kW enligt tillverkarens datablad.

4.1.2 System B och C - Värmepump med parallell drift

Värmepumpssystem B och C ingår en modell som även den har scrollkompressor med styrning av eller på och köldmedium R407 C samt varvtalsstyrda cirkulationspumpar. Denna modell skiljer sig från system A då den är utrustad med en

hetgasväxlare i köldmediekretsen. Den är konstruerad så att varmvatten kan värmas i hetgasväxlaren parallellt med att värmepumpen levererar värme. Flödet fördelas mellan värmesystem och tappvattenvärmning beroende på behov. Varmvattenberedaren är en slingberedare och har en volym på 180 liter.

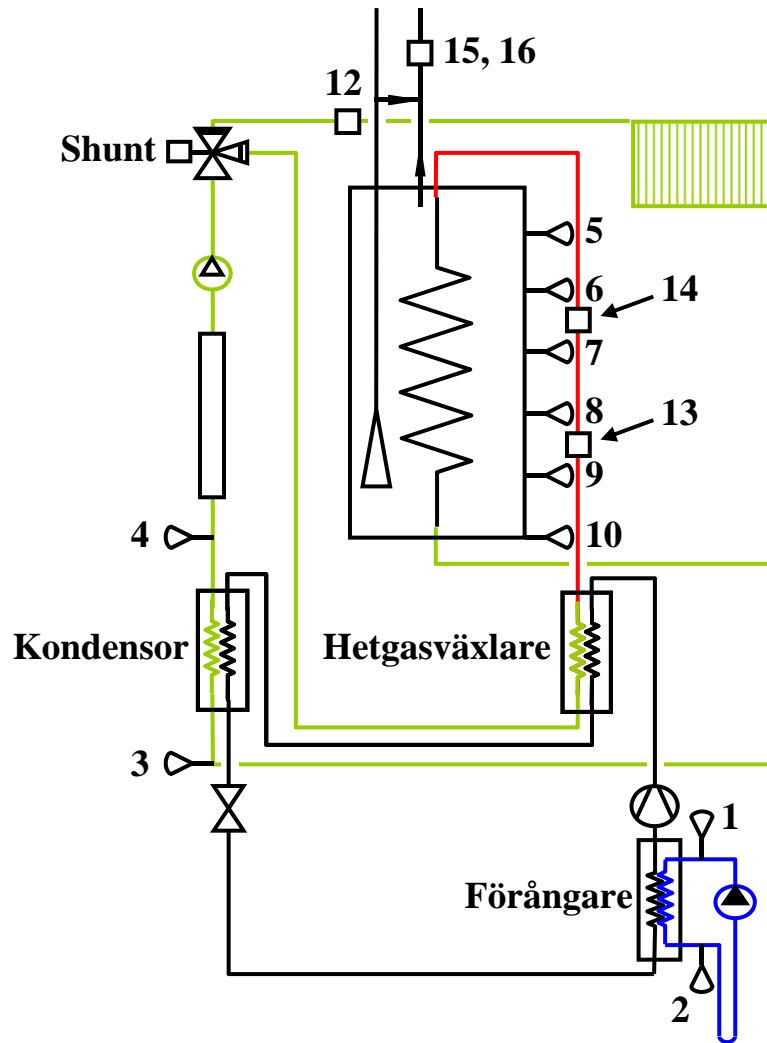
4.1.3 Datainsamling

I Tabell 4.1 presenteras de parametrar som har mätts i värmepumpssystemen och som ingår i analysen av data. För varje parameter anges de värmepumpssystem där parametern ingår i mätningen. Först presenteras de parametrar med momentan data och därefter de med ackumulerad data. Samplingsintervallet är inställt på 10 sekunder i alla anläggningar men det förekommer förskjutningar och diskontinuiteter i mätningen. Upplösningen för värmemängdsmätare har varit 1 kWh och för elmätare 0,01 kWh samt för volymmätare 0,01 m³.

Tabell 4.1 Mätpunkter

Storhet	Beteckning	Position	System
<i>Momentana data</i>			
Temperatur [°C]			
Köldbärare in till förångare	t_{kbin}	1	A, B, C
Köldbärare ut från förångare	t_{kbut}	2	A, B, C
Värmebärare in till kondensor	t_{vbin}	3	A, B, C
Värmebärare ut från kondensor	t_{vbut}	4	A, B, C
Utetemperatur	t_{ute}		A, B, C
Varmvattenberedare, övre svets	t_{tank1}	5	C
Varmvattenberedare, övre del	t_{tank2}	6	C
Varmvattenberedare, mitten	t_{tank3}	7	C
Varmvattenberedare, nedre del	t_{tank4}	8	C
Varmvattenberedare, nedre svets	t_{tank5}	9	C
Varmvattenberedare, botten	t_{tank6}	10	C
Eleffekt [kW]			
Kompressor	W_{em}	11	A, B, C
<i>Ackumulerade data</i>			
Energi [kWh]			
Rumsvärme	Q_{rv}	12	A, B, C
Varmvattenberedning, totalt	$Q_{vzb,tot}$	13	A, B, C
Varmvattenberedning, parallell drift	$Q_{vzb,pl}$	14	*, B, C
Uttaget tappvarmvatten	Q_{vv}	15	A, B, C
El vid parallell drift	$W_{e,pl\alpha}$		*, B, *
	$W_{e,pl}$		*, *, C
El vid alternerande drift	$W_{e,alt}$		A, *, C
	$W_{e,rv}$		A, *, *
	$W_{e,vzb}$		
Volym [m³]			
Uttaget tappvarmvatten	V_{vv}	16	*, B, C

Markeringen * i Tabell 4.1 används om mätare saknas. Markeringen α används för system B, där el i värmedrift samt parallell drift ingår i mätningen.



Figur 4.1 Systemskiss med mätpunkter

I Figur 4.1 visas en skiss över värmepumpssystem C och dess mätpunkter. Analysen av data påverkas av att det finns vissa skillnader i antalet mätpunkter mellan systemen. I system C finns sex mätpunkter för temperatur i beredaren så att tappvarmvattnets skiktning kan studeras. System B och C kan förutom alternerande drift mellan rumsvärme och tappvattenvärmning även leverera värme till tappvattenvärmning parallellt med värme till rumsvärmning och har en extra värmemängdsmätare (nr 14 i Figur 4.1) för tappvattenvärmning i parallell drift.

I värmepumpssystem A, med alternerande drift mellan värme och varmvattenberedning, har tillförd el för värmedrift respektive varmvattendrft mätts och de utgör tillsammans total el. I värmepumpssystem B finns en elmätare som registrerar tillförd el för värmedrift därmed även den varmvattenberedning som sker parallellt som värme mätts. I värmepumpssystem C har tillförd el för två lägen mätts; parallell respektive alternerande värme- och varmvattendrft. Båda innehåller således både värmedrift och tappvattenvärmning. De två resultaten utgör total el för värmepumpssystem C. I system B saknas emellertid elmätning för alternerande drift och därmed finns ingen information om total el vilket begränsar

analysen av data. Endast system B och C är utrustade med volymmätare på tappvattnet. Gemensamt för all elenergimätning är att tillsatsel ingår om den skulle vara aktiv, liksom driftel till pumpar och styr och regler. Eleffektmätningen gäller dock bara kompressorn.

4.1.4 Mätperiod

Ett av syftena med analysen var att studera variationer under ett år. En mätperiod på ett års tid valdes ut där sammanhängande data fanns tillgängligt, i den mån det var möjligt togs data från samma tidsperiod för alla tre systemen. Mätperioden äger rum under åren 2007-2008 och den studerade kalendertiden motsvarar 8760 timmar. I Tabell 4.2 visas mätperiodens start och stopp samt antalet mättimmar och andelen utebliven mättid. Periodens början och slut varierar för värmepumpssystemen, det skiljer en dag på start- och slutdatum för anläggning B och C eftersom 2008 var ett skottår. Slutresultatet för energimätning av värme och el samt volymmätning med ackumulerad data påverkas inte i av diskontinuiteter i loggningen.

Tabell 4.2 Mätperiod och diskontinuiteter

Mätperiod	Värmepumpssystem		
	A	B	C
Start	2007-02-16	2007-06-26	2007-05-21
Stopp	2008-02-16	2008-06-25	2008-05-20
Mättimmar	8197	8147	7767 och 7871
Utebliven mättid, momentana data	7 %	7 %	11 % och 10 %
Bortfall veckovis, Momentana data	Mars: 2,5 v	Februari: 1 v Mars: 2 v	September: 1 v Mars: 2 v April: 1 v
Utebliven mättid, ackumulerade data	18 dagar i mars	-	-

Den procentuella uteblivna mättiden som redovisas i procent i Tabell 4.2 gäller den momentana mätningen på temperaturer och eleffekt och beror på diskontinuiteter i loggningen. Utebliven mättid för värmepumpssystem B och C påverkar inte slutresultatet av ackumulerad data som energimätning och volymmätning. Utebliven mättid i värmepumpssystem B är förutom enstaka timmar, tre hela veckor, en i februari och två i mars. Utebliven mättid i värmepumpssystem C är förutom enstaka timmar, fyra hela veckor; en i september, en i april och två i mars.

Tyvär finns en längre stilleståndsperiod för värmepumpssystem A som inte gick att undvika vid val av mätperiod på ett år. Värmepumpen är avstängd från 1 mars till 19 mars, 2007. Inga data finns från stilleståndsperioden då även ackumulerande mätare står still. Övrig utebliven tid för värmepumpssystem A gäller momentan mätning och är främst enstaka timmar men som mest två dygn i följd.

4.2 Sammanställning av mätresultat för ett år

Sammanställningen omfattar resultat från ett års fältmätningar. I Tabell 4.3 redovisas information om de tre småhusen och värmepumpssystemen samt levererade energimängder till uppvärmning och köpt elenergi till värmepumpssystemen.

Tabell 4.3 Energidata och information om hus

Hus- och energidata	Värmepumpssystem		
	A	B	C
Byggår	1977	1914	-
Area [m ²]	230	120	-
Nominell värmeeffekt [kW]	10	10	10
Energi [kWh]			
Uppvärmning			
Rumsvärme, Q_{rv}	15 040	12 315	17 322
Varmvattenberedning, totalt $Q_{vwb,tot}$	3 698	2 884	3372
Varmvattenberedning, parallellt med värme $Q_{vwb,pl}$	-	1 312	2 193
Tappvarmvatten, Q_{vv}	2 674	2 149	2627
Köpt el till värmepumpssystem			
Total el värmepumpssystem, $W_{e,tot}$	6458	-	8046
El värmedrift, $W_{e,rv}$	4 836	se $W_{ev,pl}$	-
El varmvattenberedning, $W_{e,vvb}$	1 622	-	-
El alternerande drift, $W_{e,alt}$	6458	-	914
El parallell drift, $W_{e,pl} (\alpha)$	-	4913	7132
El tillsatsvärme (Q_{tv}) ingår	Ja	Ja	Ja
Spec. el [kWh/m ²]	28	-	-

□ För system B ingår värmedrift samt parallell drift i elmätningen.

Värmebehoven för befintliga småhus är typiskt 15 000 kWh för uppvärmning per år och resultaten för de tre systemen ligger däromkring. För system A kan specifik elenergi per kvadratmeter beräknas och resultatet är ett lågt värde jämfört med kraven för nybyggnation i BBR. Energibehovet för varmvattenberedning är enligt schablon ofta 4000 - 5000 kWh/år men ligger här lägre. Tyvärr finns inte kännedom om antal personer i hushållen. Uttagen energi i form tappvarmvatten ligger i intervallet 2100 till 2700 kWh vilket stämmer väl med andra studier; årsbehov 2400 kWh/hushåll, år (Energimyndigheten, 2009), liksom beräkning från 14 veckors mätning (Fahlén, 2005) ger ett årsbehov på cirka 2600 kWh för ett hushåll.

Tillförd energi i form av el redovisas i Tabell 4.3 och observera att driftel till cirkulationspumpar samt tillsatsel ingår i elenergimätningen. En fördelning av tillförd el till varmvattenberedning och uppvärmning är inte möjlig på grund av parallell drift i anläggning B och C. Elmätning har genomförts på olika sätt i värmepumpssystemen, se Tabell 4.1.

Tabell 4.4 Analys av värmepumpens levererade energi

Fördelning av levererad energi	Värmepumpssystem		
	A	B	C
Andel tappvattenvärmning [%]	20	19	16
Andel tappvattenvärmning, parallellt med värme [%]	0	45	65
Beräknad andel förluster, varmvattenberedare [%]	28	25,5	22

Utifrån årsdata analyseras andelen energi till varmvattenberedning i förhållande till total levererad energi. I Tabell 4.4 redovisas andelen som 20, 19 respektive 16 %. För värmepumpssystem B och C har varmvattenberedning skett parallellt med rumsvärme till 45 % respektive 65 %. Den största energimängden som levereras till uppvärmning finns i system C därmed utgör tappvattenvärmning endast 16 %. Stort uppvärmningsbehov möjliggör för en stor andel samtidig tappvattenvärmning och resulterar i att 65 % av varmvattenberedningen erhålls parallellt med rumsvärme i värmepumpssystem C.

Skillnaden mellan energi till varmvattenberedning och uttagen energi i form av tappvatten motsvarar värmeförluster från varmvattenberedaren. Andelen energi som går till värmeförluster av energi tillförd varmvattenberedaren visar sig vara mellan 22 och 28 %. För en dålig elberedare sägs förlusterna vara runt 20 %, medan de bör vara runt 10 % för en bra elberedare.

4.3 Månadsvis energi och COP

Syftet med avsnittet är att studera hur *COP* varierar över året och hur tappvattenvärmning påverkar *COP*, samt hur uttagen energi varierar. Värmepumpens prestanda varierar över året då *COP* påverkas av temperaturnivåerna på värmekälla och värmesänka. Tappvattenvärmning sänker *COP* då det sker vid en högre kondenseringstemperatur.

Här redovisas månadsvärden för de tre systemen, uppdelningen av data månadsvis har inte gjorts exakt efter kalendertid på grund av start- och slutdatum för årsmätningen, majoriteten av dagarna tillhör dock den månad som redovisas. Information om mätdata och insamlingsperiod samt om diskontinuiteter i mätningen finns i avsnitt 4.1.4.

Energi till rumsvärme och tappvattenvärmning redovisas för alla system. För värmepumpssystem B och C redovisas även energi till tappvarmvattenberedningen som sker parallellt med rumsvärme. Tillförd elenergi redovisas som månadsvärden i den form den finns tillgänglig i de olika systemen, notera att tillsatsel ingår. Även tillförd elenergi till kompressorn redovisas men då denna är beräknad utifrån momentan effektmätning enligt ekvation 4.1, påverkas värdet av diskontinuiteter i mätningen och redovisas inte för månader med stora databortfall. Månadsvärden för *COP* med avseende på värme- och varmvattendrift och totalt redovisas beroende på vilka data för elenergi som finns tillgänglig. Slutligen redovisas energi för tappvarmvattenberedning tillsammans med energi för urtappat varmvatten.

För systemgränser och förkortningar gällande ekvationerna nedan se Bilaga – Systemgränser och Tabell 4.1 för mätpunkter.

Kompressorenergin har beräknats enligt

$$W_{em} = \sum_{\tau=\tau_0}^{\tau_i} \dot{W}_{em}(\tau_i) \times (\tau_i - \tau_{i-1}) / 3600 \quad [\text{kWh}] \quad \text{Ekvation 4.1}$$

Värmefaktorerna COP_{va} och COP_{em} beräknas enligt

$$COP_{va} = \frac{Q_{va}}{W_{va}} \quad \text{Ekvation 4.2}$$

Där $Q_{va} = Q_{rv} + Q_{vvb,tot}$ och $W_{va} = W_{e,tot} = W_{e,alt} + W_{e,pl}$

$$COP_{em} = \frac{Q_{vp}}{W_{em}} \quad \text{Ekvation 4.3}$$

Där värmeenergin korrigerats för tillsatsel enligt:

$$Q_{vp} = Q_{va} - W_{tv} \quad \text{och} \quad W_{tv} = W_{va} - W_{em}$$

Ett teoretiskt $COP_{vp,c}$ har beräknats enligt:

$$COP_{vp,c} = COP_{1c} \times \eta_{c,em} \quad \text{Ekvation 4.4}$$

$$\text{där } COP_{1c} = \frac{T_1}{T_1 - T_2}$$

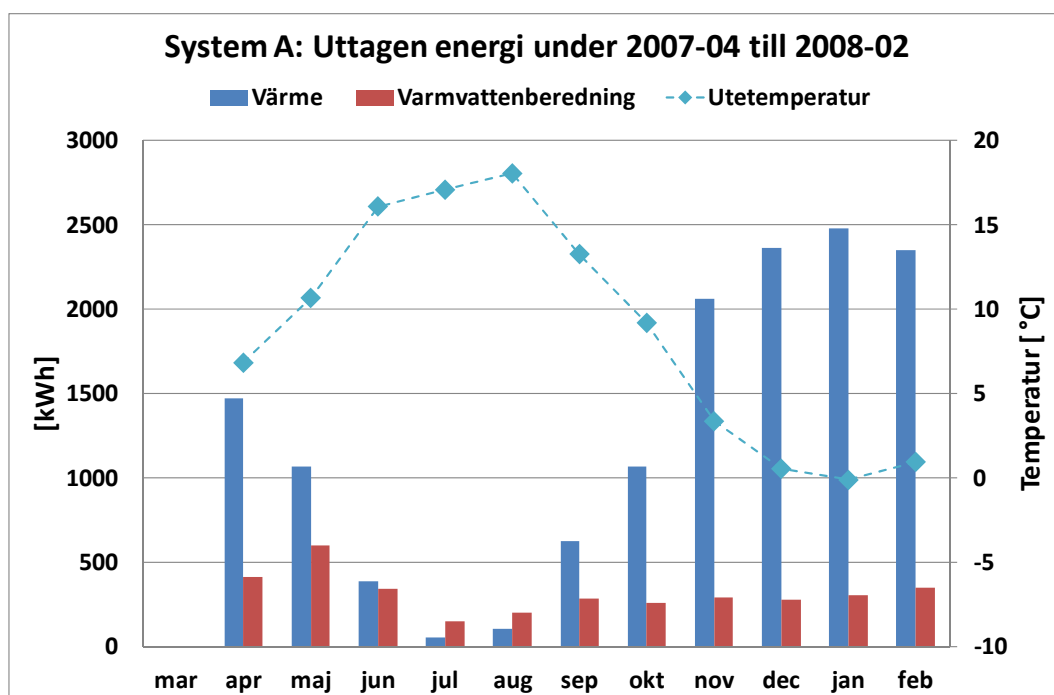
W_{em} , COP_{em} och $COP_{vp,c}$ beräknas på samma sätt för system A och C. $COP_{vp,c}$ beräknas med antagandet att T1 motsvarar framledningstemperaturen t_{vbut} , och att T2 motsvarar en temperatur 10 grader under inkommande köldbärartemperatur, t_{kbin} . Carnotverkningsgraden har beräknats till 0,58 för system A och valts till 0,55 för system B och C.

System B är svårbehandlat på grund av att total el inte mäts. Ett godhetstal betecknat $COP_{va\varnothing}$ kan beräknas där Q_{rv} och $Q_{vvb,pl}$ utgör energiuttaget och $W_{e,pl\varnothing}$ tillförd energi. COP_{em} kan inte beräknas eftersom Q_{vp} inte kan korrigeras. $COP_{vp,c}$ kan beräknas med ett antagande om carnotverkningsgrad enligt ovan.

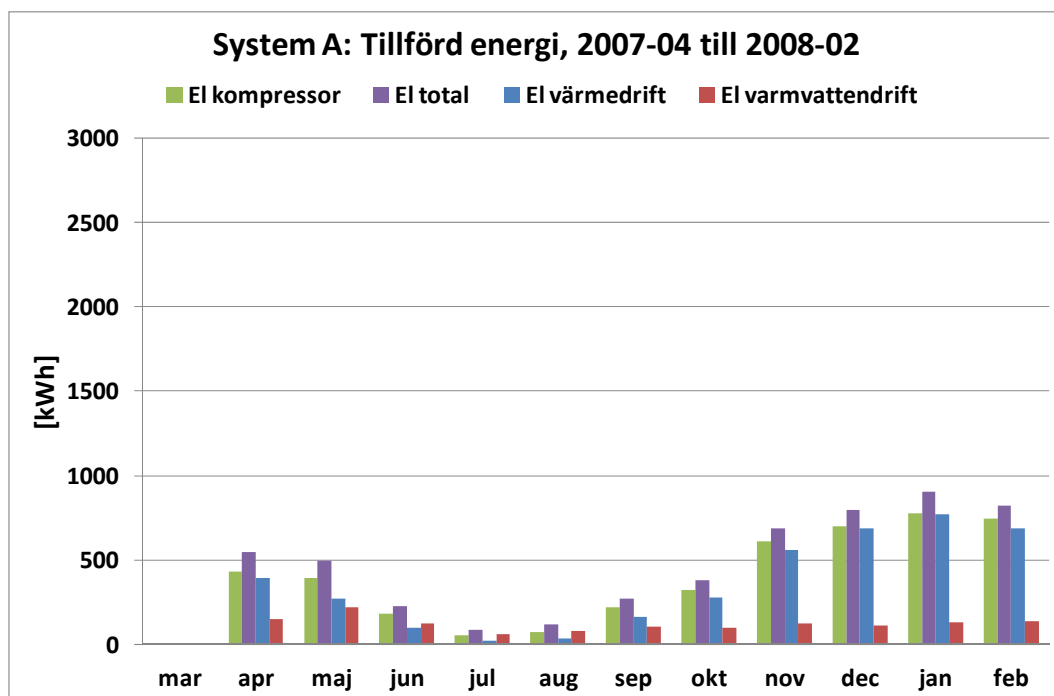
4.3.1 System A med alternerande drift mellan värme och varmvatten

Utvärdering av data från en fältmätning på en traditionell värmepump i småhus behandlas här. Resultaten presenteras månadsvis. Syftet är att studera variationer i energi, såväl tillförd som uttagen, samt variationer i COP . Värmepumpen har alternerande drift mellan värme och varmvattenberedning. Mätningen börjar i februari år 2007 och ett helt år utan stilleståndsperioden i mars fanns inte att tillgå.

I mars var värmepumpen avstängd och värmemängdsmätarna var inte heller aktiva. Mars månad har därför lyfts bort från månadsdiagrammen.



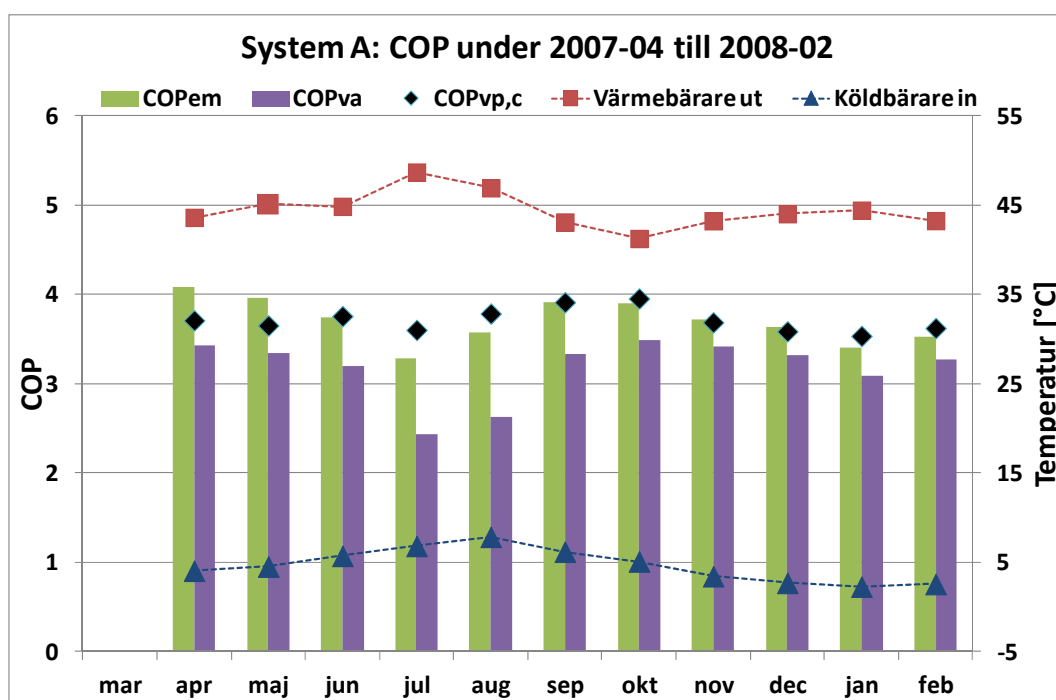
Figur 4.2 System A: Värme för uppvärmning och varmvatten samt utetemperatur år 2007-2008.



Figur 4.3 System A: Tillförd energi för rumsuppvärmning, tappvattenvärmning, total el samt elenergi tillförd kompressorn år 2007-2008.

I Figur 4.2 visar staplarna den energi som är uttagen från värmepumpen till värme och varmvattenberedning och kurvan visar medelvärden på uppmätt utetemperatur för varje månad. Energin i Figur 4.2 har mätts upp med ackumulerande värmemängdsmätare och påverkas inte av diskontinuiteter. Uttagen energi till uppvärmning varierar omvänt i förhållande till utetemperaturen och för detta hus visas ett klassiskt utseende med mycket rumsvärme på vintern och väldigt lite på sommaren. Energi som går åt till varmvattenberedning varierar över året, de högre värdena i april och maj sticker ut men någon förklaring till den tillfälliga ökningen har inte hittats. Under en stor del av juli finns inget uttag av tappvarmvatten och därav ett lågt energiuttag till varmvattenberedning samt ett marginellt uttag av energi till uppvärmning. En trolig orsak är att de boende är bortresta och det resulterar i ett lågt totalt energiuttag för juli månad. Andelen energi till varmvattenberedning är större än andelen till värme under juli och augusti. Under den kalla perioden november till och med februari, då värmeuttaget är över 2000 kWh per månad, blir andelen energi till varmvattenberedning mellan 10-13 %.

Figur 4.3 visar energi som tillförts värmepumpssystemet per månad, de olika staplarna representerar olika mätpunkter. Ackumulerande elmätare för el tillförd värmepumpssystemet vid värmedrift och el tillförd vid varmvattenberedning redovisas separat och tillsammans utgör de total el. Kompressoreffekten mäts momentant och energin har beräknats med hjälp av tiden mellan mätvärden enligt ekvation 4.1. På grund av tillfälliga databortfall i den momentana mätningen blir kompressorenergin troligen något underskattad. Skillnaden mellan el till kompressorn och total el består av drivenergi till cirkulationspumpar och tillsatsel samt el till styr och regler. Variationen i tillförd energi över månaderna följer variationen av uttagen energi i Figur 4.2.

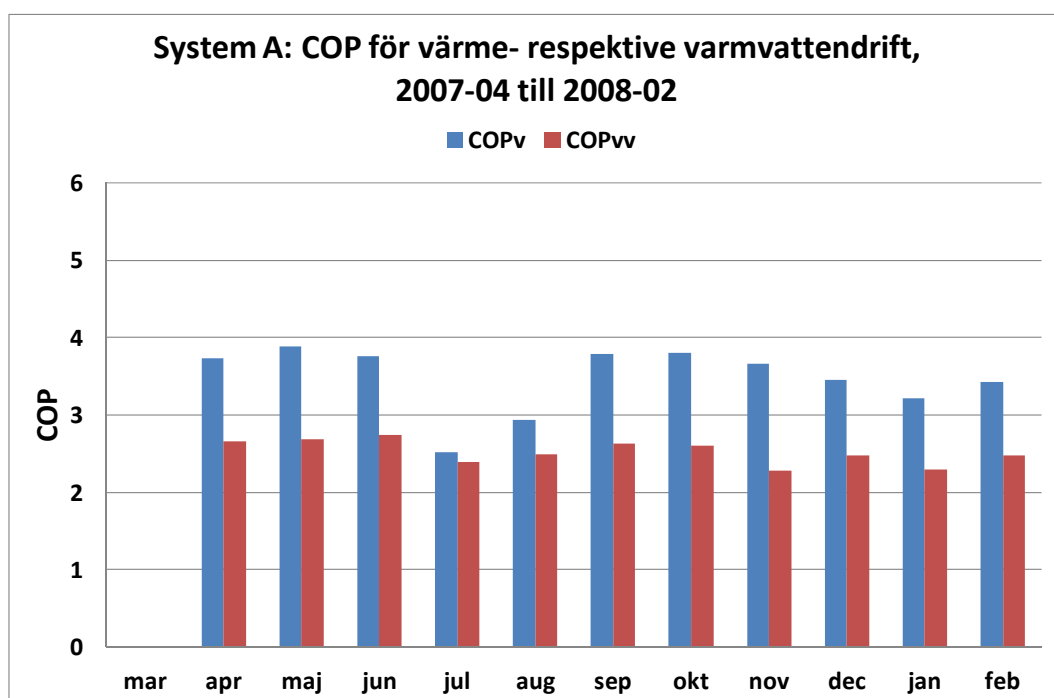


Figur 4.4 System A: COP_{em} och COP_{va} samt framledningstemperatur och inkommande köldbärartemperatur år 2007-2008.

I Figur 4.4 visas COP månadsvis från april 2007 till februari 2008, och medeltemperaturer under drift för värmebärare ut från värmepump respektive köldbärare in. Temperaturerna är månadsmedelvärden vid all drift; de inkluderar både värme- och varmvattendrift. COP_{va} beräknas med den totala uttagna värmeenergin och totala elenergin enligt ekvation 4.2. COP_{em} beräknas med uttagen energi korrikerat för tillsatsel och pumpel som viktas mot den beräknade kompressorenergin enligt ekvation 4.3. COP_{em} kan bli något missvisande eftersom kompressorenergin kan vara underskattad vid diskontinuiteter i mätningen. COP_{va} blir låg eftersom uttagen värmeenergi från tillsatsel sänker värmepumpens COP . Månadsvärdena av COP ligger ganska jämnt över året även när det är kallt. Ett teoretiskt $COP_{vp,c}$ beräknat med $\eta_{c,em}=0,58$ och ett antagande om förångningstemperatur 10 grader under inkommande köldbärartemperatur visas för jämförelse. Carnotverkningsgraden beräknades som ett månadsmedelvärde. $COP_{vp,c}$ stämmer väl med COP_{em} vilket tyder på en bra värmepumpsdrift. Månaderna april och maj har COP_{em} som är avviker mer från $COP_{vp,c}$ än övriga månader och COP_{em} är då troligen över-skattat. Största sammanhängande databortfall respektive månad är 12 timmar i april och 15,5 timmar i maj.

Högst COP_{va} erhålls i oktober då temperaturlyftet är som lägst samtidigt som medeltemperaturen ute ligger under 10 grader vilket torde innebära jämnare gångtider eftersom värmebehovet blir större än tidigare månader. Månaderna november till januari har ett ökande temperaturlyft som ger ett sjunkande COP_{va} och COP_{em} . Energiuttaget för värme är ökande och därmed även sannolikt att tillsatsel i någon mån bidrar till sjunkande COP_{va} .

Framledningstemperaturen är som högst i juli och augusti då energiuttaget i varmvattendrift är större än i värmedrift. Köldbärartemperaturen är dock också hög vilket ger ett temperaturlyft ungefär som övriga månader. Störst skillnad mellan de två COP -värdena finns i juli och augusti. De förklaras genom att studera värmedrift och varmvattendrift separat.

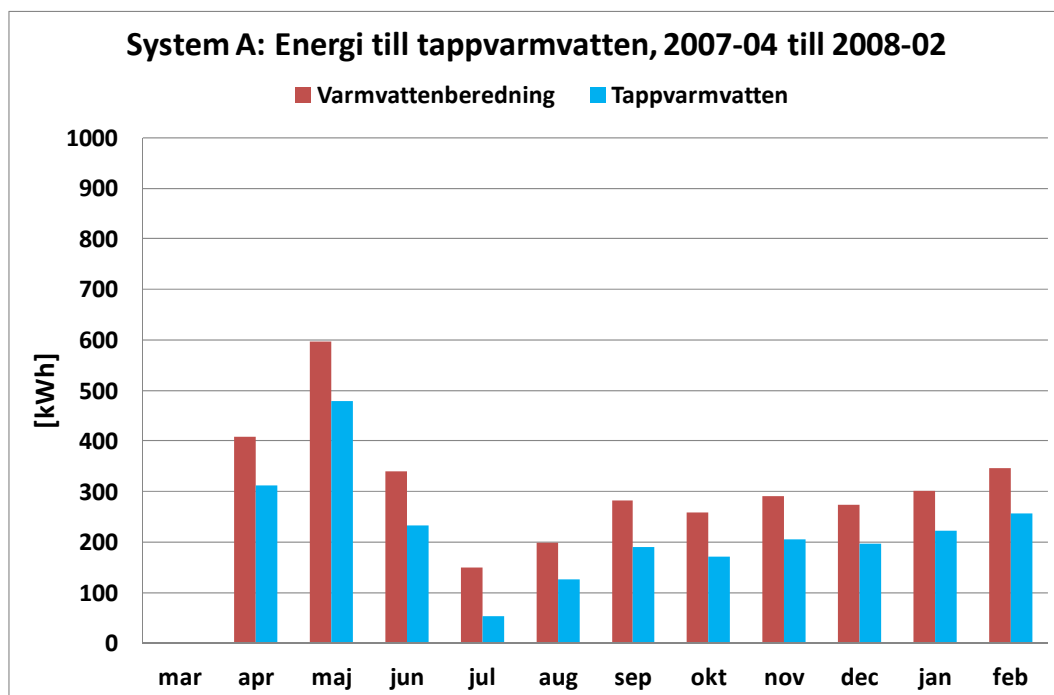


Figur 4.5 System A: COP_v och COP_{vv} år 2007-2008.

COP_v beräknat för värme- respektive COP_{vv} beräknat för varmvattendrift visas i Figur 4.5. De två temperaturnivåernas inverkan på COP_{va} syns tydligt. De stora skillnaderna i COP_{em} och COP_{va} i juli och augusti kan förklaras med hjälp av COP uppdelat på värme- och varmvattendrift. De två månaderna har ganska små energiuttag och fördelningen av energi till värme och tappvattenvärmning är ganska jämn men en något större del går till tappvatten. Det är dock COP_v för värmedrift som är lägre än för övriga månader. Utetemperaturen är hög under juli och augusti vilket innebär lågt energiuttag för värme men det finns några nätter med värmebehov. Värmepumpen arbetar i värmedrift med många korta cykler på 1,5 minut två gånger i timmen nattetid, vid en uppmätt utetemperatur som pendlar runt 12-14 °C. Detta förfarande med många starter och stopp och så korta cykler att tillförd energi främst värmer värmepumpens komponenter sänker COP_v för värmedrift och därmed COP_{va} . Troligen indikeras ett värmebehov i samband med den lägre utetemperaturen på natten men ett verkligt behov finns inte och temperaturen stiger snabbt i värmesystemet varpå styrningen bryter driften av värmepumpen. När uppmätt utetemperatur faller under 10 grader arbetar värmepumpen i värmedrift med långa cykler och COP_v som vid övrig värmedrift.

Då det finns en lång period med minimalt värmeuttag och inget tappvarmvattenuttag i juli är det troligt att de boende är bortresta. När ingen tappning görs, sker underhållsladdning enbart vid hög temperatur och således hög kondenserings-temperatur. Det förfarandet sänker COP_{vv} med avseende på varmvattendrift, men bara marginellt i det här fallet.

En jämförelse mellan september och oktober visar hur relationen värme och varmvatten påverkar COP . Eftersom COP uppdelat på rumsvärme och tappvattenvärmning är snarlika de två månaderna får relationen mellan värme och tappvattenvärmning betydelse. De två månaderna har även liknande temperaturnivåer på värmebärarteremperaturen under arbetscyklerna för värmedrift. Tappvattenuttaget är ganska lika för de två månaderna, men oktobers tappvattenuttag är något mindre. Temperaturlyftet är också snarlikt men medelvärdet på värmebärarteremperaturen påverkas av relationen varmvatten och värme. Värmeuttaget i september är 58 % av värmeuttaget i oktober. Varmvattenandelen för de båda månaderna blir 31 % för september respektive 20 % för oktober. Den relativt större andelen energi till varmvatten i september kan förklara det lägre värdet på COP .

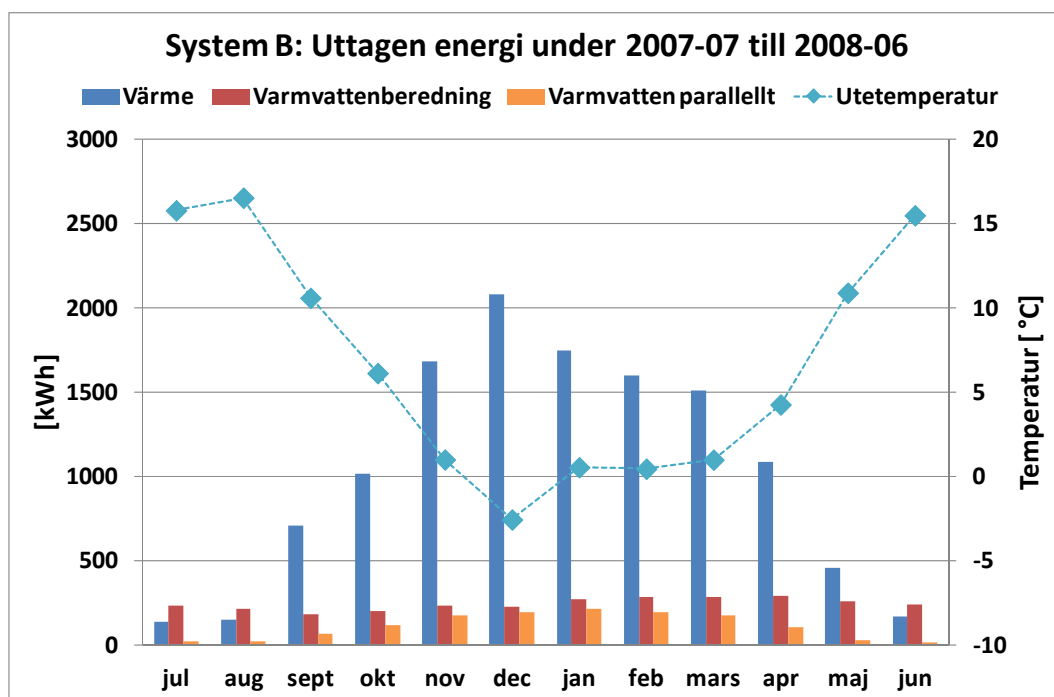


Figur 4.6 System A: Energi till varmvattenberedning respektive tappvattenuttag, år 2007-2008.

Figur 4.6 visar energiuttaget för varmvattenberedning samt energi för tappvarmvatten uppmätt med ackumulerande värmemängdsmätare. Skillnaden mellan tillförd värme till varmvattenberedare och urtappad värmemängd ger information om förlusterna från varmvattenberedaren. Dessa påverkas av omgivningstemperaturen men data för omgivningstemperatur saknas. Relativt sett ökar förlusterna vid minskad användning, vilket syns tydligt för juli månad. Där finns en lång stillståndsperiod utan tappningar och förlusterna utgör 64 % av energin till tappvattenvärmning. Distributionsförluster ingår inte här.

4.3.2 System B med hetgasväxlare och samtidig drift av värme och varmvatten

I fältmätningen som utvärderas här behandlas data från en värmepump med hetgasväxlare. Värmepumpen är installerad i ett småhus och kan leverera både rumsvärme och tappvattenvärmning parallellt vid behov. Resultat från ett år presenteras månadsvis. Datainsamlingen börjar med juli 2007 och slutar med juni 2008. Varmvattenberedning vid samtidig värmedrift utgör en del av den totala varmvattenberedningen. Samtliga från värmepumpen uttagna energier är uppmätta med ackumulerande mätare.

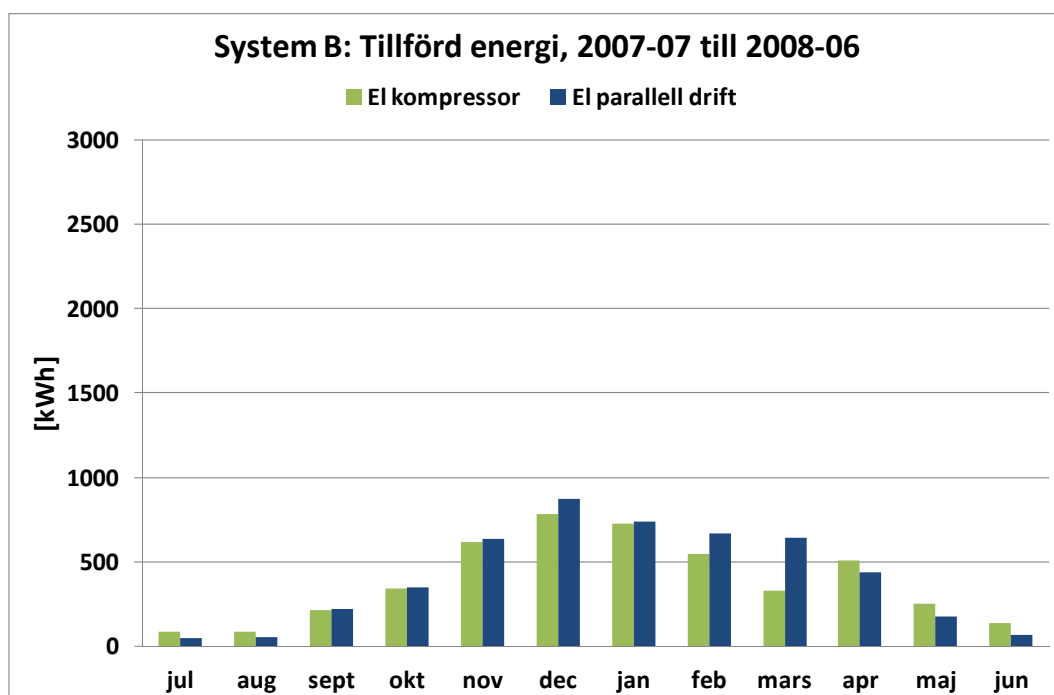


Figur 4.7 System B: Värme för uppvärmning och varmvatten samt utetemperatur år 2007-2008.

Staplarna i Figur 4.7 visar uttagen energi från värmepumpen och kurvan visar medelvärde på utetemperaturen för varje månad. Uttagen energi till rumsuppvärmning varierar omvänt mot utetemperaturen och är liten på sommaren men stor på vintern. Samma mönster erhålls således för den varmvattenberedning som sker parallellt med rumsvärmning. Energimängden till varmvattenberedning parallellt med värme ligger nära total energi för varmvattenberedning i månaderna december och januari. Då är värmebehovet är stort och 80-85 % av varmvattenberedningen sker samtidigt som rumsvärmning. Under månaderna juli, augusti, maj och juni är värmeuttaget litet och mycket lite varmvatten kan värmas parallellt med rumsvärmningen. Total energi till varmvattenberedning är något lägre första halvåret (juli- dec) än andra halvåret (jan- jun). Det mönstret kommer av energiuttaget för tappvatten som ökar under andra halvåret, se Figur 4.10.

De kallaste månaderna november till och med februari har ett energiuttag till värme över 1600 kWh och den totala andelen tappvattenvärmning utgör 10-15 % av energiuttaget. Andelen varmvattenberedning parallellt med värme av total varmvattenberedning är som minst 70 % och som mest 85 % vilket motsvarar en varmvattenberedning som utgör 15 % och 10 % av totalt energiuttag. Sommar-

månaderna juli, augusti och juni har större energiuttag till varmvattenberedning än till värme, varmvattenberedning i parallell drift utgör 5 – 10 % av total varmvattenberedning.

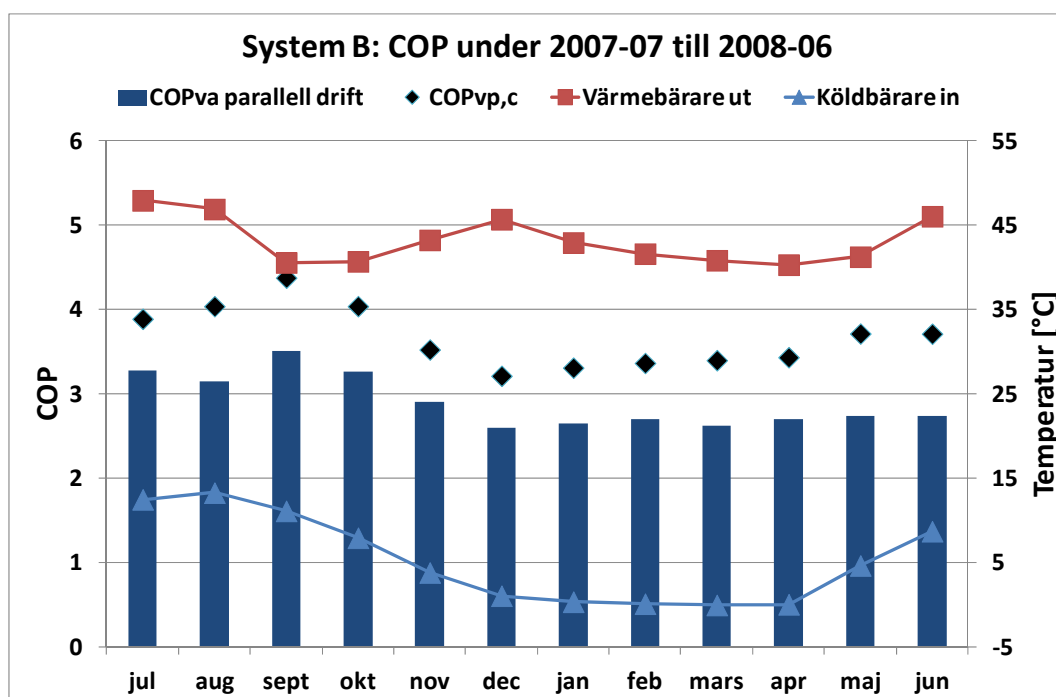


Figur 4.8 System B: Tillförd energi för uppvärmning och tappvattenvärmning parallellt samt energi tillförd kompressorn år 2007-2008. (Databortfall i februari och mars)

Tillförd energi per månad för två mätpunkter visas i Figur 4.8. Det är energi som tillförts värmepumpens kompressor och som har beräknats utifrån momentant uppmätt eleffekt enligt ekvation 4.1. Det är också el tillförd värmepumpssystemet vid värmedrift och parallell värme- och varmvattendrft, som har uppmätts med ackumulerande energimätare. Observera att i februari saknas momentana data för en vecka och i mars saknas data för två veckor vilket ger missvisande kompressorenergi. Elmätningen för värme- och parallell drift följer väl mönstret för rumsvärmning. Total el finns inte tillgängligt för systemet. Andelen varmvattenberedning vid parallell drift är 45 % av den totala varmvattenberedningen för året.

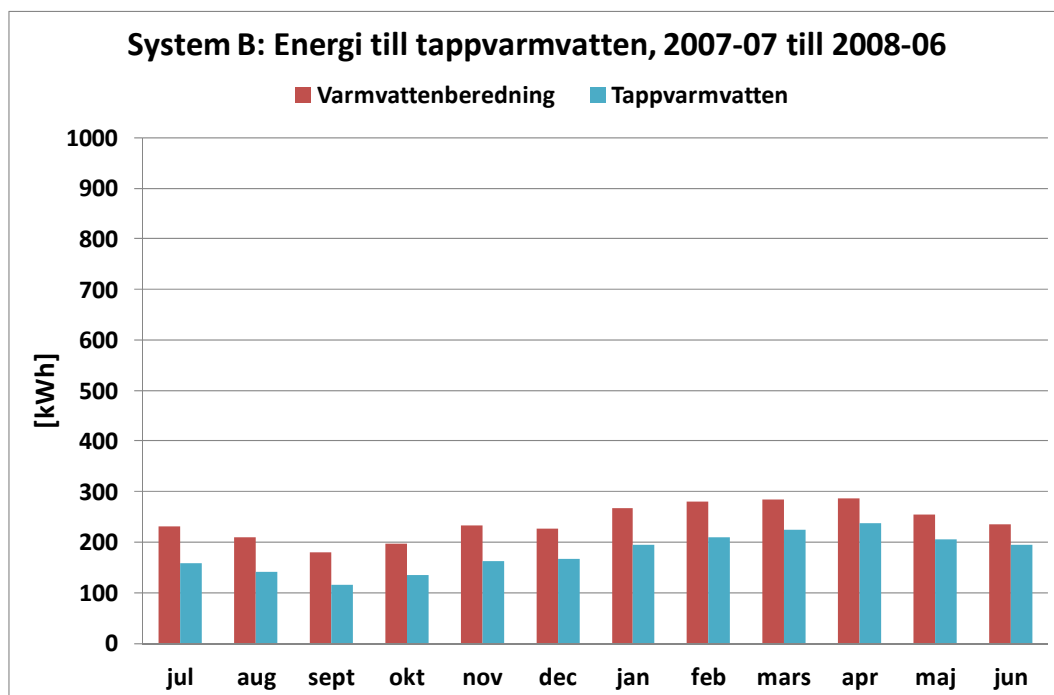
I Figur 4.9 visas COP_{va} för värme och parallell drift och $COP_{vp,c}$ månadsvis från juli 2007 till juni 2008. I figuren visas även driftmedelvärden på temperaturer för värmebärare och köldbärare. COP -värdena ligger relativt konstant över året. Ett teoretiskt $COP_{vp,c}$ visas för jämförelse och har beräknats med $\eta_{c,em}$ valt till 0,55 då datat för beräkning är bristfälligt. Övriga antaganden är förångningstemperatur 10 grader under inkommande köldbärartemperatur. Temperaturlyftets inverkan på COP är tydligt; båda har liknande mönster.

COP_{va} vid parallell drift innebär att bara den del av varmvattenberedningen som sker då värmepumpen levererar värme ingår och den utgör 45 % av årets totala varmvattenberedning.



Figur 4.9 System B: COP_{va} för värme och parallell drift och $COP_{vp,c}$ för total drift, dessutom framledningstemperatur och inkommande köldbärartemperatur år 2007-2008.

Högsta värdet på COP_{va} erhålls i september vilket sammanfaller med det lägsta varmvattenbehovet och lägsta temperaturlyft. Juli till oktober har de lägsta temperaturlyften och de högsta COP -värden. November till januari har mellan 74-85 % av varmvattenberedningen medräknad i COP_{va} . De första sommarvärdena (jul - aug) för COP_{va} innehåller nästan inget varmvatten och värmebehovet är lågt.

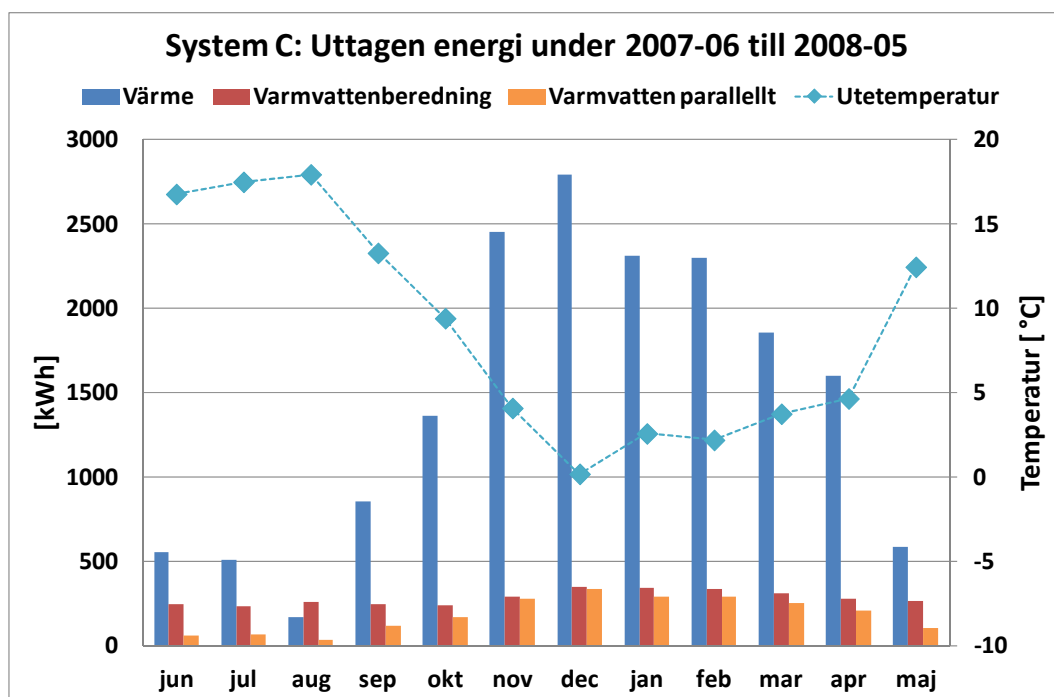


Figur 4.10 System B: Energi till varmvattenberedning respektive tappvattenuttag, år 2007-2008.

Figur 4.10 visar energiuttaget för varmvattenberedning och energi som tagits ut i form av tappvarmvatten. Skillnaden visar hur stora förlusterna från beredaren är. Andelen energi till tappvattenvärmning som blir förluster är minst i april och juni men som störst i september. Det stämmer med att förlusterna relativt sett ökar vid minskad tappvattenanvändning. Minst energiuttag i form av tappvatten finns i september och störst energiuttag finns i april. Förlusterna påverkas även av temperaturen i tanken som blir högre när varmvattenberedning sker parallellt i hetgasväxlaren. Juni har ganska stort tappvattenuttag men den minsta andelen varmvattenberedning i parallell drift. Här har storleken på tappvattenuttaget avgörande betydelse för min- och maxvärdet på förlusterna men i övrigt blir det en kompromiss mellan temperatur och tappvattenuttag. För januari och juni som har lika stort tappvattenuttag finns stor skillnad på relativa förluster. Det beror på att andelen tappvattenvärmning vid parallell drift är vitt skilda på 80 % och 5 %. Då får temperaturen avgörande betydelse.

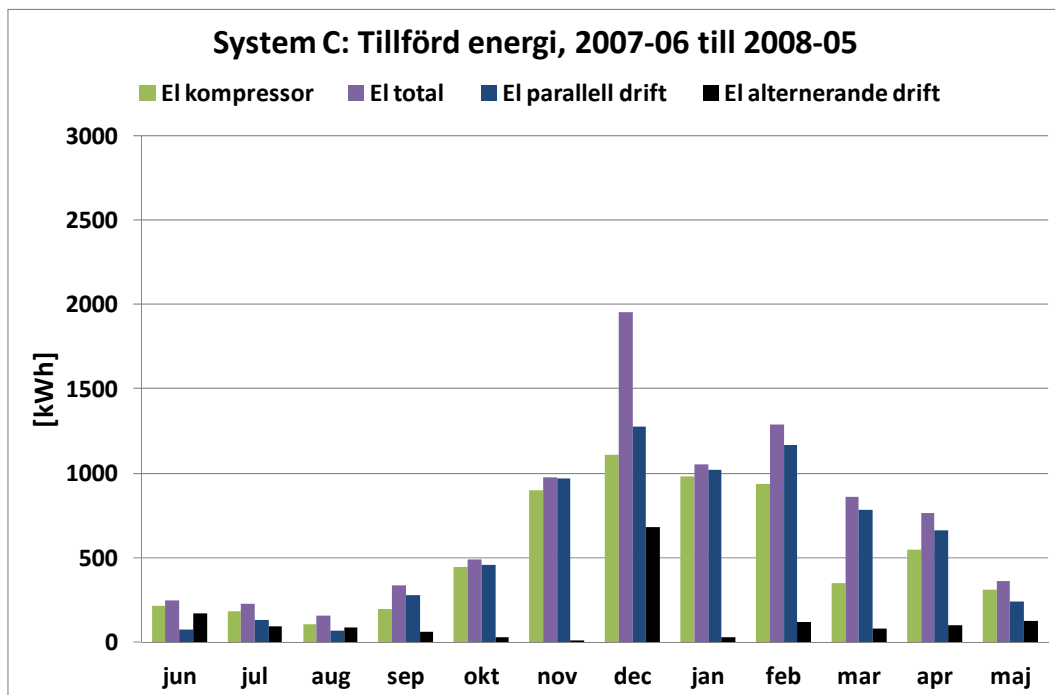
4.3.3 System C med hetgasväxlare och samtidig drift av värme och varmvatten

Här presenteras utvärdering av data från ytterligare en värmepump med hetgasväxlare. Resultaten presenteras månadsvis från ett års mätning. Datainsamlingen började i juni 2007 och slutade i maj 2008. Varmvattenberedning parallellt med värmedrift utgör en del av den totala varmvattenberedningen. Elmätning sker vid parallell drift och vid alternerande vilket inte matchar energimätning uppdelad men COP_{va} för total drift kan beräknas månadsvis. Alternerande drift kan vara enbart tappvattenvärmning eller enbart rumsvärmning.



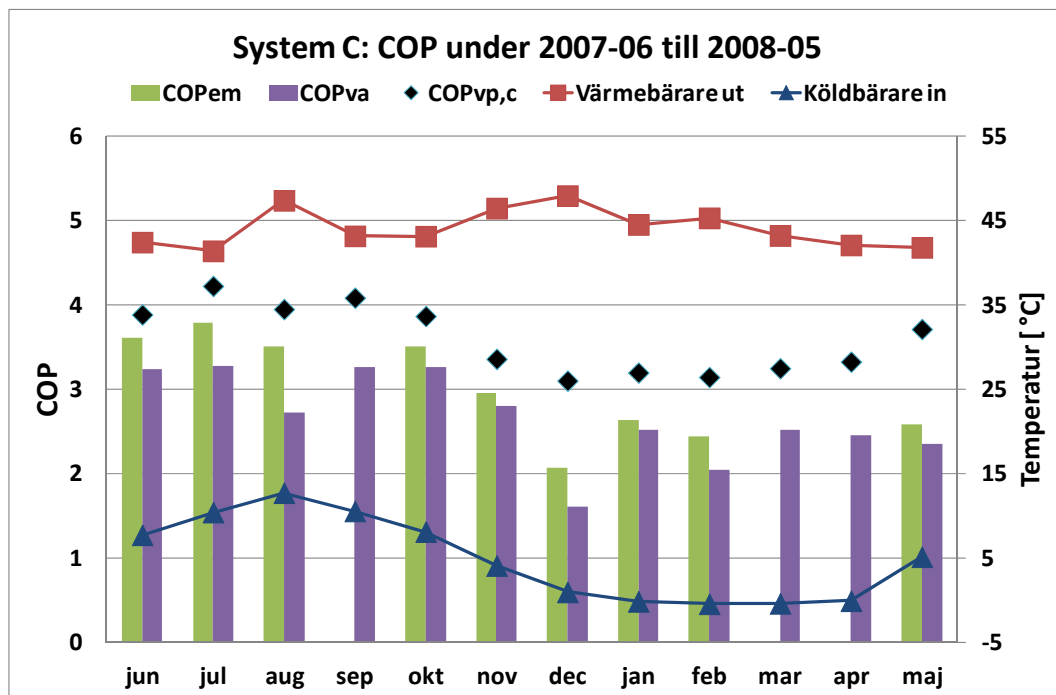
Figur 4.11 System C: Värme för uppvärmning och varmvatten samt utetemperatur år 2007-2008.

I Figur 4.11 visar staplarna månadsvärden på uttagen energi från värmepumpen. Energin har mätts med ackumulerande mätare. Kurvan visar ett medelvärde för utetemperaturen. Uttagen energi till rumsuppvärmning varierar omvänt mot utetemperaturen och är mindre på sommaren men större på vintern. Samma mönster erhålls således för den varmvattenberedning som sker parallellt med rumsvärmning. Värme levereras under flera av sommarmånaderna men augusti, som har högst utetemperatur, uppvisar ett lågt värmeuttag och utgör enda månaden då varmvattenberedning är större än värmeuttaget. Värmeuttaget är stort på vintern och som störst i december följt av november, då täcks nästan hela (ca 96-98 %) varmvattenberedningen i parallell drift. Även i januari och februari åstadkoms 86 % av varmvattenberedningen vid parallell drift. Energin till varmvattenberedning utgör 10-13 % av totalt energiuttag under dessa fyra månader. De fyra kalla månaderna har ett värmeuttag över 2300 kWh per månad. Energiuttaget till tappvarmvatten har en jämn fördelning men ligger något högre under vintermånaderna december till mars.



Figur 4.12 System C: Tillförd energi för uppvärmning och tappvattenvärmning parallellt, för alternerande drift och totalt samt energi tillförd kompressorn år 2007-2008. (Databortfall i september, mars och april)

I Figur 4.12 visas tillförd elenergi per månad i tre mätpunkter. Energi tillförd kompressorn är beräknad utifrån momentan uppmätt eleffekt enligt ekvation 4.1. Dessutom visas tillförd el uppmätt med ackumulerande mätare för parallell drift och för alternerande drift. El för parallell och alternerande drift utgör tillsammans total el. Även tillsatsel ingår i den ackumulerande elmätningen. Det syns framför allt i december och förklarar varför total el och el till alternerande drift sticker iväg. I mars saknas data från momentan mätning för två veckor, i september saknas en vecka och i april saknas en vecka vilket ger en missvisande låg elenergi som tillförts kompressorn dessa månader.



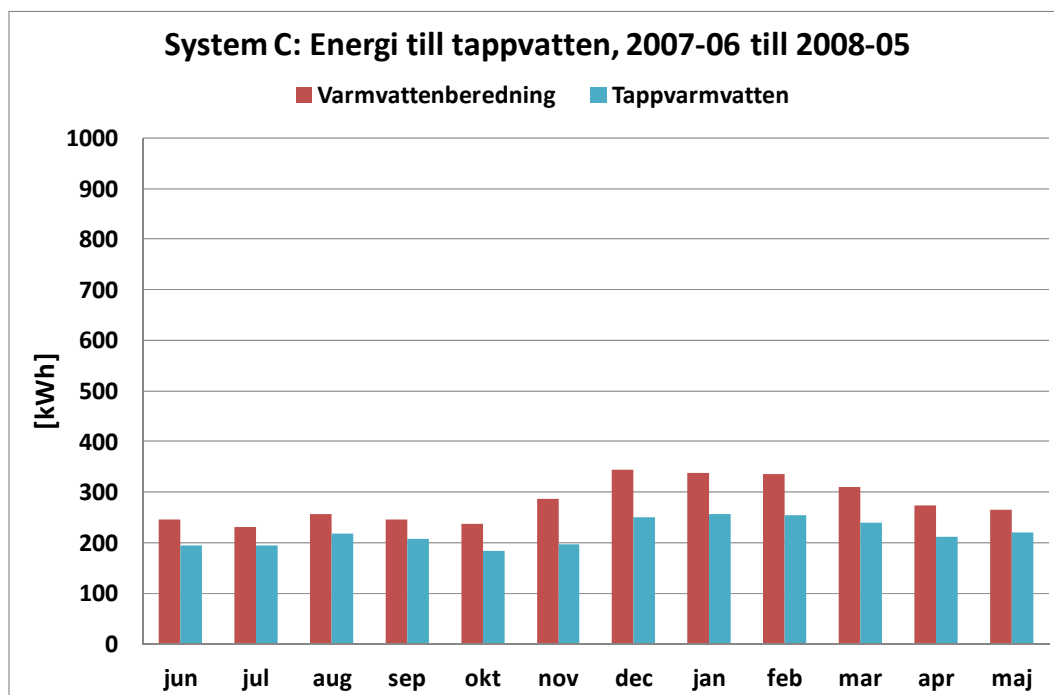
Figur 4.13 System C: COP_{em} , COP_{va} och $COP_{vp,c}$ samt framlednings-temperatur och inkommande köldbärartemperatur år 2007-2008.

COP_{va} beräknas med avseende på total elenergiuttag och COP_{em} med avseende på el till kompressorn se ekvation 4.2 och 4.3. Skillnaden mellan de två beror på att drivenergi till cirkulationspumpar och tillsatsel ingår i COP_{va} .

Figur 4.13 visar COP_{em} och COP_{va} samt medeltemperatur under drift för värmebärare och köldbärare månadsvis. Ett teoretiskt $COP_{vp,c}$ beräknat med ett valt $\eta_{c,em}=0,55$ och ett antagande om förångningstemperatur 10 grader under inkommande köldbärartemperatur visas för jämförelse. Temperaturlyftets inverkan på COP är tydligt då alla tre har liknande mönster.

Minsta temperaturlyftet finns i juli med de högsta värdena på COP och det största temperaturlyftet finns i december. $COP_{vp,c}$ visar det lägsta värdet för december. COP_{em} redovisas inte för september, mars och april då eleffektmätningen inte var komplett.

Juni och juli har liknande energiuttag och liknande COP_{va} . Augusti har väldigt litet värmebehov jämfört med intilliggande månader, varmvattenbehovet är dock snarlikt. Varmvattenandelen kan förklara den höga framledningstemperaturen och sänkningen av COP . December har höga värden på tillförd elenergi. I princip allt varmvatten görs vid samtidig drift i december och därmed tyder det låga COP_{va} på att mycket tillsatsel används. Januari kan jämföras med november när det gäller värme men har större varmvattenbehov och temperaturlyft.



Figur 4.14 System C: Energi till varmvattenberedning respektive tappvattenuttag, år 2007-2008.

I Figur 4.14 visas uttagen energi till varmvattenberedning och energi för urtappat varmvatten. Skillnaden visar värmeförluster från beredaren. Andelen energi till tappvattenvärmning som blir förluster är över 30 % då den är som störst i november. November har ett av de lägre tappvattenuttagen men inte det minsta. Temperaturen i tanken har stor betydelse för förlusterna och de månader som har stor andel varmvattenberedning med hetgas har störst förluster relativt tillförd energi. Varmvattenberedning sker med hetgasväxlaren till 96 % i november vilket torde innebära en hög temperatur i tanken. Här blir andelen till förluster störst som en kombination av ett mindre tappvattenuttag och en hög temperatur i tanken. De månader som har något mindre tappvattenuttag har betydligt mindre andel varmvattenberedning i hetgasväxlaren och lägre relativa förluster. De månader som har stor andel varmvattenberedning med hetgasväxlaren har generellt stora förluster. Lägst är förlusterna i juni då tappvattenuttaget ligger nära medelvärdet av samtliga månader men andelen tappvattenvärmning med hetgasväxlaren är den allra minsta.

4.3.4 Sammanfattning

Viktiga frågeställningar i analysen av månadsvärden är relationen mellan värme och tappvarmvattenberedning samt energibehov för värme och tappvarmvatten.

Resultaten visar att en liten del av den levererade energin går till tappvattenvärmning. Energi till tappvattenvärmning är större än energi till rumsvärme under några sommarmånader för system A och B. System C har dock bara större energiuttag till tappvarmvattenberedning i augusti. Andelen energi till tappvattenvärmning ligger för system A på 10 -13 % de kallaste vintermånaderna då värmebehovet är som störst. För system B är motsvarande siffra 10- 15 % och för system C gäller 10-13 %. Maximal parallell tappvarmvattenberedning på 85 % i system B erhålls månaden då tappvarmvattenberedning utgör 10 % av totala

energiuttaget. Motsvarande för system C är 98 % och då utgör tappvarmvattenberedning 11 % av totalt energiuttag.

Månaden med lägsta temperaturlyftet ger bäst *COP* och är för system A oktober, då andelen varmvattenberedning är 20 %. För system B erhålls lägsta temperaturlyftet i september med en varmvattenberedning på 20 % och för system C är månaden juli med en andel varmvattenberedning på 30 %.

För en likvärdig analys av system en hade det varit önskvärt med en separat mätning av tillsatsel och en enhetlig elmätningen i alla värmepumpssystemen.

4.4 Detaljstudier av veckor

Från fältmätningens årsdata har data för två veckor under 2007-2008 valts ut för en detaljerad analys. Den ena är en vintervecka från december månad och den andra en sommarvecka från juni månad. Samma datum har valts för alla systemen med ett undantag för system B. Där kommer sommarveckan från 2008 istället för 2007 som i A och C. Värmepumpen i system A har alternerande drift medan värmepumparna i system B och C nyttjar en hetgasväxlare för tappvattenvärmning parallellt som rumsvärmning.

För varje värmepumpssystem presenteras energimängder och sedan medeleffekter beräknade med avseende på kalendertiden. Effekterna är beräknade med uppmätt energimängd. Effekt angivet per kalendertid kan jämföras med dimensionerande värden. Typiskt är dimensionerande effektbehov vid -20 °C för ett 70-talshus 6-7 kW och för byggnader byggda efter SBN 80 av storleksordningen 4 kW. Medeleffektbehov för varmvatten är typiskt 500 W med momentana tappvatteneffekter på 25-30 kW. Även *COP*, gångtider och startfrekvens redovisas för varje system.

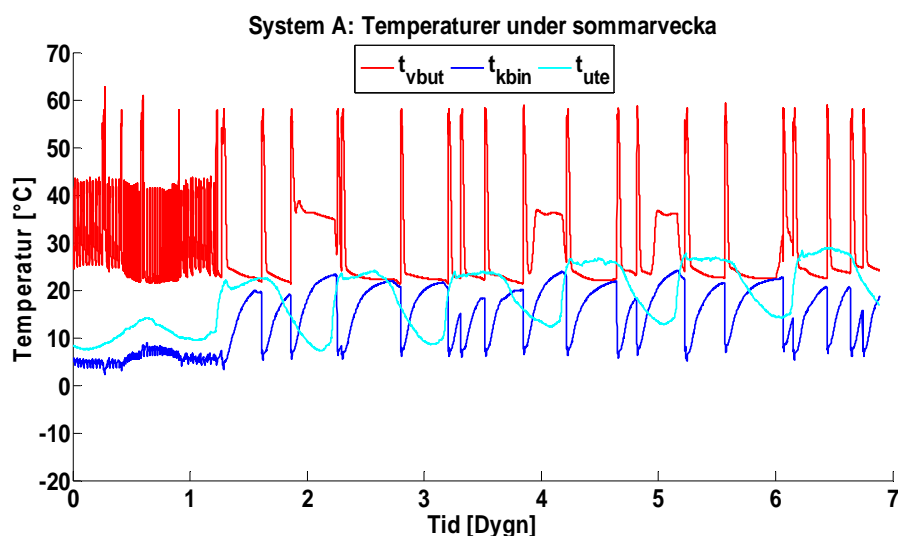
Eventuella diskontinuiteter i mätningen kan medföra att eleffekten till kompressorn blir underskattad medan energimätningen inte påverkas. De utvalda veckorna har kontrollerats och förekommande databortfall som är större än 10 minuter anges. Observera att tillsatsel kan vara aktiv. COP_{em} beräknas enligt ekvation 4.3. $COP_{vp,c}$ beräknas också.

De två veckorna visar två ytterligheter gällande relationen mellan varmvatten och värme. De studerade värmepumparna kan inte direkt jämföras med varandra då de är installerade i olika hus med olika värmesystem, värme- och tappvarmvattenbehov.

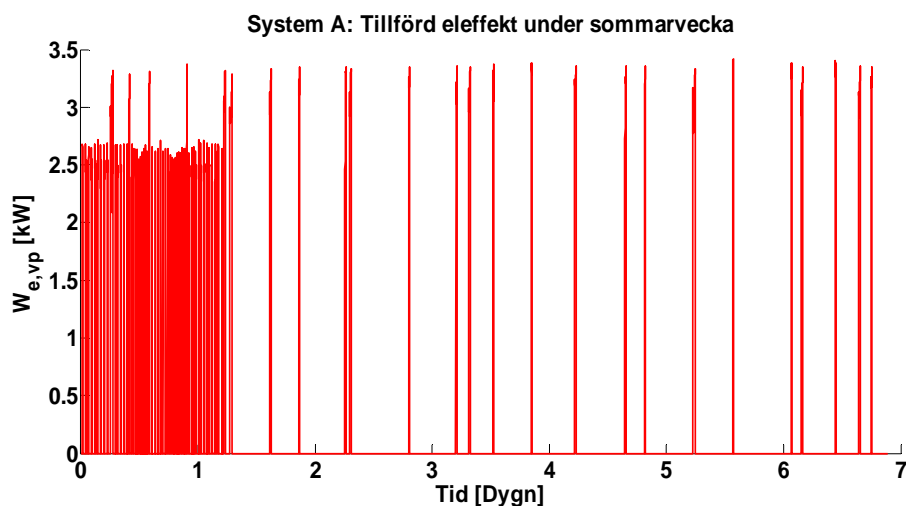
4.4.1 System A

Värmepumpen i system A har en växelventil som alternerar driften mellan rumsvärmning och tappvattenvärmning. Veckorna som studeras infaller mellan datum 1 till 7 juni 2007 samt 18 till 24 december 2007. De två veckorna har kontrollerats så att inga databortfall som är större än 10 minuter existerar.

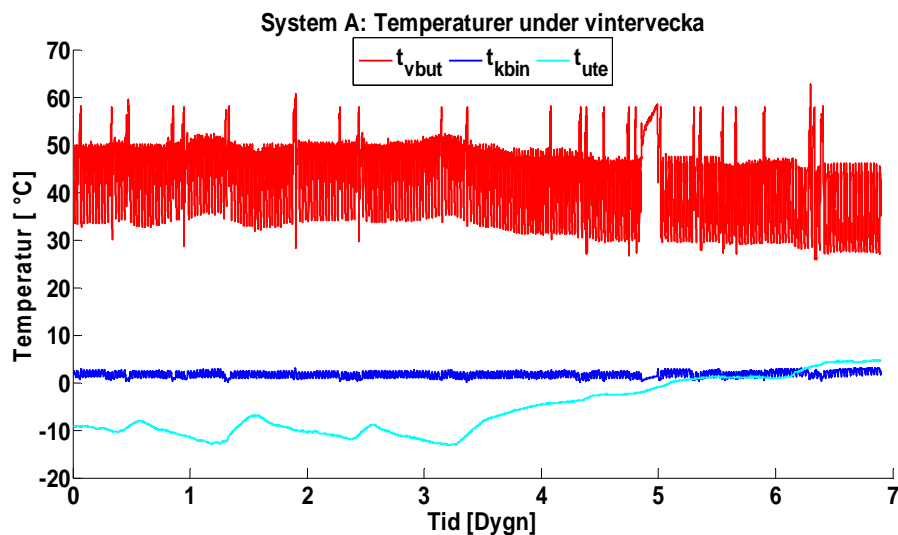
Medeltemperaturen ute är $18\text{ }^{\circ}\text{C}$ under sommarveckan och under vinterveckan är den $-6\text{ }^{\circ}\text{C}$ enligt uppmätta värden. Medeltemperatur för värmebäraren ut från värmepumpen är $47\text{ }^{\circ}\text{C}$ både under sommarveckan och under vinterveckan. Respektive medeltemperatur på köldbäraren in till värmepumpen är $6\text{ }^{\circ}\text{C}$ och $1\text{ }^{\circ}\text{C}$. Skillnaden mellan köldbärartemperaturen sommar och vinter medför ett större temperaturlyft på vintern.



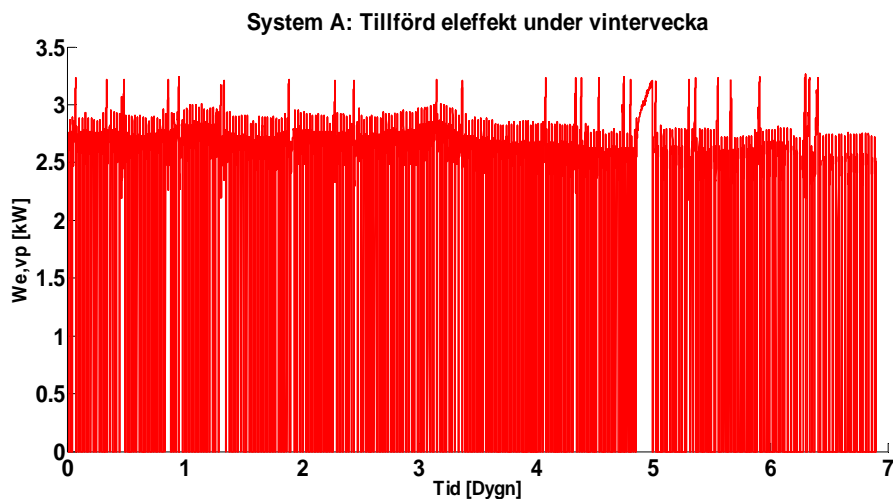
Figur 4.15 System A: Temperaturer på värmebärare ut från värmepump och köldbärare in till värmepump samt utetemperaturen under sommarveckan.



Figur 4.16 System A: Tillförd eleffekt till värmepumpen under sommarveckan.



Figur 4.17 System A: Temperaturer på värmebärare ut från värmepump och köldbärare in till värmepump samt utetemperaturen under vinterveckan.



Figur 4.18 System A: Tillförd eleffekt till värmepumpen under vinterveckan.

I Figur 4.15 och i Figur 4.17 visas temperaturer för sommarveckan respektive vinterveckan. Dels visas framledningstemperaturen för värmebärare till radiator-system eller varmvattenberedare. Dels visas köldbärartemperaturen in till värmepumpen och utetemperaturen. I Figur 4.16 och i Figur 4.18 visas eleffekten som tillförts kompressorn under sommarveckan respektive vinterveckan.

Under sommarveckan är det första dygnet lite svalare och därefter följer två svala nätter. Under de här dyggen behövs värmedrift och det syns även på eleffekten att värmepumpen går till och från då utetemperaturen är låg. Det är många starter och stopp för värmepumpen under det första dygnet. Tappvattenvärmningen är däremot jämnt fördelad över veckan.

Under vinterveckan är utetemperaturen låg till en början för att sedan stiga något och hamna runt 0 °C de sista dagarna. Framledningstemperaturen är ganska hög hela veckan men den sjunker några grader när det blir varmare ute.

Tabell 4.5 System A: Uttagen och tillförd energi

Energi	Funktion	Energi [kWh]	
		Sommar	Vinter
Från värmepump	Värme	52	693
	Varmvattenberedning	70	80
Från varmvattenberedare	Tappvarmvatten	46	61
	Förluster	24	19
Till kompressor	El	32	247

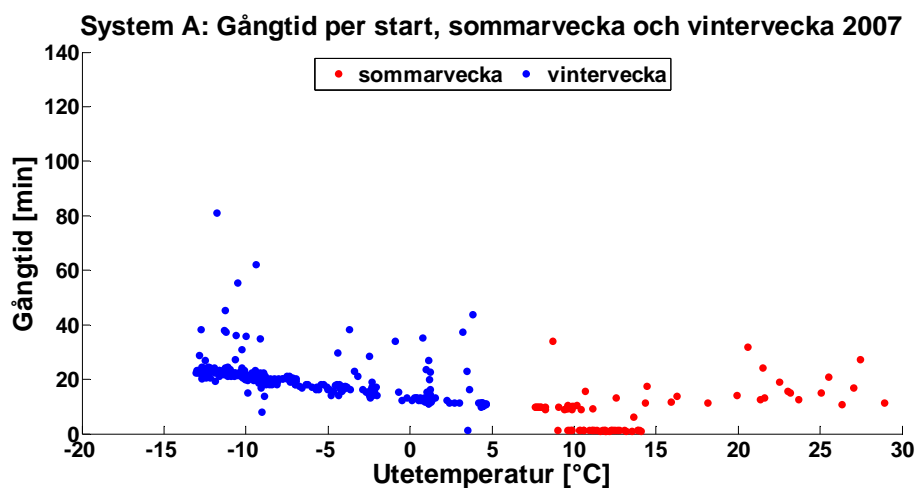
Tabell 4.6 System A: Uttagen och tillförd effekt

Effekt	Funktion	Medeleffekt [kW]	
		Sommar	Vinter
Från värmepump	Värme	0,31	4,13
	Varmvattenberedning	0,42	0,48
Från varmvattenberedare	Tappvarmvatten	0,27	0,36
	Förluster	0,14	0,11
Till kompressor	El, \dot{W}_{em}	0,19	1,47

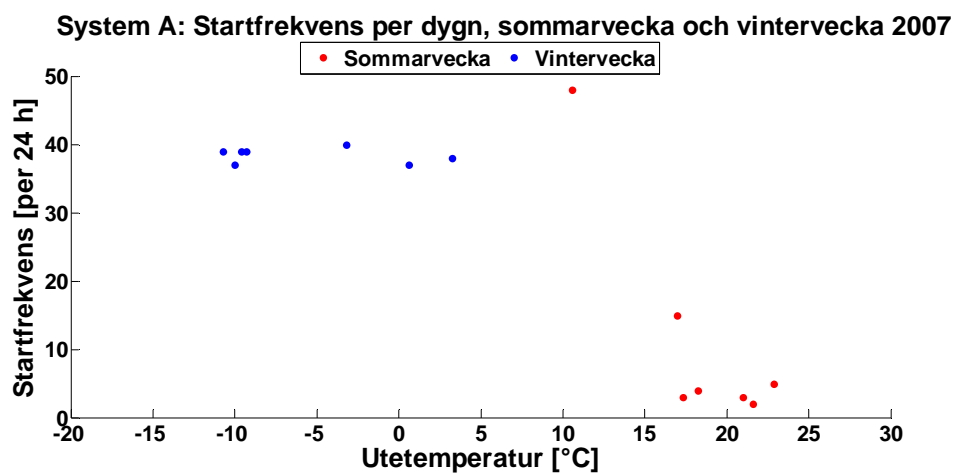
Energimängder till och från värmepumpen redovisas i Tabell 4.5. Värderna för två veckor redovisas där värmepumpens drift skiljer sig markant åt i relationen mellan värme och varmvatten. Andelen varmvattenberedning i förhållande till total levererad energi blir för sommarfallet 57 % och för vinterfallet 10 %. Energi för varmvattenberedning och uttaget tappvarmvatten är i samma storleksordning sommar som vinter om än något större under sommarveckan. I sommarfallet värmer värmepumpen främst tappvarmvatten då värmeuttaget är litet. Ungefär 70 % av uttagen värme från värmepumpen har levererats under det första dygnet. Under vinterveckan sker värmeuttaget kontinuerligt.

Effekter redovisas i Tabell 4.6. Under sommarveckan blir effektbehovet för värme lågt, eftersom värme främst levereras under ett dygn. Under vinterveckan är utetemperaturen låg och effektbehovet är intressant att jämföra med dimensionerande effektbehov. Huset är byggt på 70-talet och vinterveckans effektbehov för värme ligger något över 4 kW vid en medeltemperatur på -6 °C, att jämföra med dimensionerande effektbehov för ett 70-talshus på 6-7 kW vid -20 °C.

Varmvattenberedning på 420 W och 480 W stämmer relativt väl med schablonvärdet på 500 W. Beräknade förluster på 140 och 110 W är i samma storleksordning som testresultat visar, till exempel ger energimyndighetens senaste utvärdering av luft/vattenvärmepumpar ett medelvärde på tomgångsförluster för de testade systemen på 116 W (Energimyndighetens hemsida, 2011-09). De relativa förlusterna blir 34 och 24 %. Det stämmer att ett mindre tappvattenuttag ger större förluster.



Figur 4.19 System A: Värmepumpens gångtid per start under en sommarvecka och en vintervecka 2007. (Punkten för maximal gångtid under vinterveckan visas ej)



Figur 4.20 System A: Startfrekvens per dygn under sommarvecka och vintervecka 2007 ritad mot dygnets medeltemperatur ute.

Tabell 4.7 System A: Beräknat *COP*

COP	Sommar	Vinter
COP_{em}	3,6	3,0
$COP_{vp,c} (\eta_{c,em}=0,58)$	3,7	3,4

Tabell 4.8 System A: Värmepumpens gångtid

Funktion	Gångtid [min]	
	Sommar	Vinter
Min	1,2	1,3 (10)
Max	34	203,7 (81)
Medel	8	20
Total gångtid per vecka	648 min = 10 h 48 min	5464 min = 91 h 4 min

Värden inom parentes är näst minsta och näst största gångtiden för vinterveckan.

Tabell 4.9 System A: Startfrekvens

Funktion	Startfrekvens per dygn	
	Sommar	Vinter
Min	2	37
Max	48	40
Medel	11,4	38,4
Startfrekvens per vecka	80	269

Två COP -värden per vecka visas i Tabell 4.7. Temperaturlyftet är högre under vinterveckan, vilket för det här systemet beror på temperaturskillnaden på köldbäraren under de två veckorna. Högre temperaturlyft avspeglar sig i lägre COP -värden för vinterveckan. Sommarveckan innehåller en något större andel varmvattenvärmning än rumsvärmning men låg framledningstemperatur för rumsvärme kompenserar för tappvattenvärmningens höga temperatur. Framledningstemperaturen för värmedrift är betydligt högre på vintern och andelen tappvattenvärmningen betydligt mindre. Resultatet blir samma medelvärde på framledningstemperaturen för både sommar- och vintervecka. Det är väldigt många starter och stopp under vinterveckan vilket sänker COP och kan vara en förklaring till skillnaden mellan COP_{em} och $COP_{vp,c}$ för vinterveckan.

I Figur 4.19 visas värmepumpens gångtider under de två veckorna och spridningen i värmepumpens gångtider visas Tabell 4.8. Sommarveckans två första dygn med lite lägre utetemperatur innefattar både maxvärde och minvärde av gångtiderna. Ett antal starter med längd som minvärdet förekommer under de här dygnen, fenomenet uppstår vid en utetemperatur omkring 12-14 °C. Det är troligt att utetemperaturen indikerar värmebehov men temperaturen stiger snabbt i värmesystemet och driften bryts. Senare är cykler med längd omkring medelvärdet återkommande. Vid högre utetemperatur som mellan 20-30 °C arbetar värmepumpen med tappvattenvärmning och varierande längd på cyklerna.

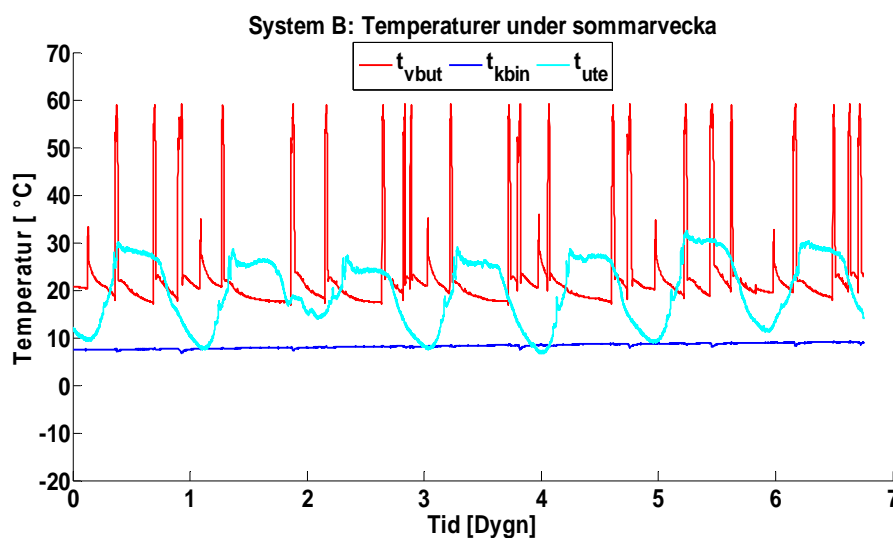
Under vinterveckan förekommer bara en cykel med längd som minvärdet och samma utseende som de under sommarveckan. Därefter är den kortaste cykeln på 10 minuter. Den maximala gångtiden inträffar i början av det 5:e dygnet och sticker ut från övriga gångtider i Figur 4.19. Cykeln består troligen av varmvattendrift. Temperaturnivån indikerar varmvatten liksom elmätaren men energi räknas upp på värmemängdsmätare för rumsvärme. Något har blivit tillfälligt fel i loggningen. Medelvärdet för drifttiden blir densamma om den beräknas utan min- och maxvärdet. I Figur 4.19 syns hur gångtiden minskar med ökande utetemperatur under vinterveckan. Förändringen i drifttid under vinterveckan är dock ganska liten.

Tabell 4.9 och i Figur 4.20 visar värmepumpens startfrekvens. Det är liten spridning i startfrekvens inom respektive vecka. Två dagar under sommarveckan sticker dock ut. Under sommarveckans första dygn är utetemperaturen låg i förhållande till veckans övriga dagar och det är främst denna dag som rumsvärme levereras från värmepumpen. Det är också den dagen som flest antal start och stopp sker på grund av korta cykler när inget värmebehov finns. Även andra dagen har ett värmebehov och flera start och stopp medan övriga dagar ligger nära minvärdet i startfrekvens och då arbetar värmepumpen med tappvattenvärmning. Startfrekvensen under vinterveckan är jämnt fördelad per dygn vilket är märkligt efter-

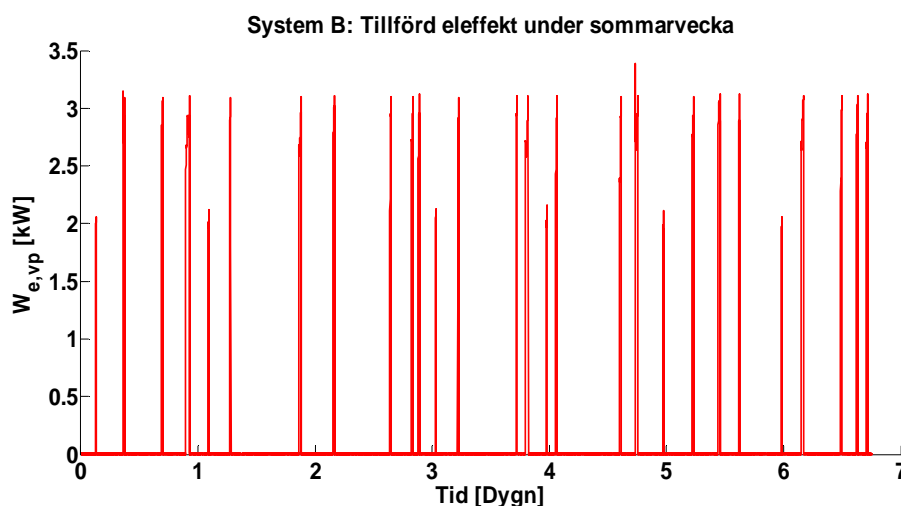
som utetemperaturen varierar kraftigt. Rimligt vore långa gångtider och färre starter under veckans kallaste dagar. Veckan har ett stort värmeuttag och värmepumpen arbetar till och från hela veckan. Driften kan bero på värmesystemets utformning eller på att värmepumpens effekt är för stor.

4.4.2 System B

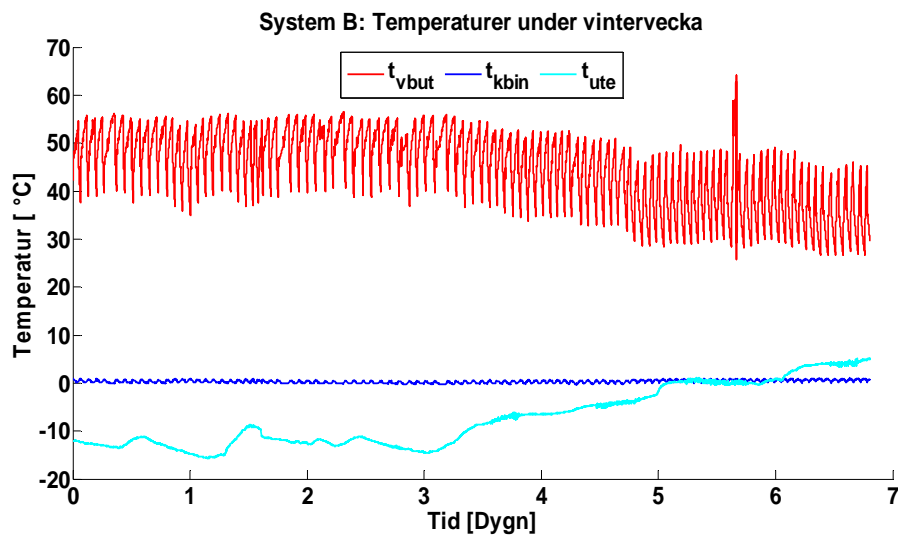
Värmepumpen i system B har en hetgasväxlare och kan leverera värme till tappvatten parallellt med rumsvärme. Data från två veckor har valts ut för detaljerad analys. De studerade veckorna inföll 1-7 juni, 2008 och 18-24 december, 2007. I system A och C är sommarveckans data taget från 2007.



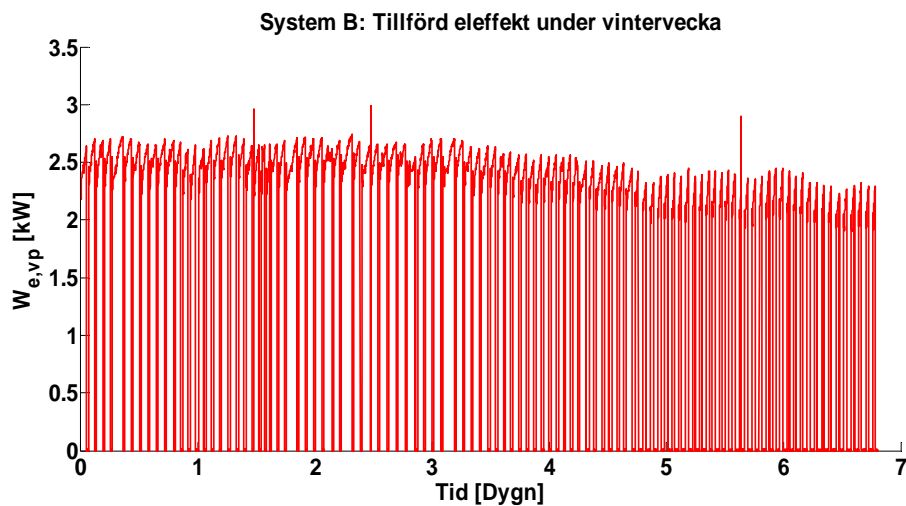
Figur 4.21 System B: Temperaturer på värmebärare ut från värmepump och köldbärare in till värmepump samt utetemperaturen under sommarveckan.



Figur 4.22 System B: Tillförd eleffekt till värmepumpen under sommarveckan.



Figur 4.23 System B: Temperaturer på värmebärare ut från värmepump och köldbärare in till värmepump samt utetemperaturen under vinterveckan.



Figur 4.24 System B: Tillförd eleffekt till värmepumpen under vinterveckan.

I Figur 4.21 och i Figur 4.23 visas temperaturer för sommarveckan respektive vinterveckan. Framledningstemperaturen för värmebärare till radiatorsystem eller varmvattenberedare visas. Om värmebäraren går till varmvattenberedaren värms den ytterligare en gång i hetgasväxlaren. Köldbärartemperaturen in till värmepumpen och utetemperaturen visas också. I Figur 4.22 och i Figur 4.24 visas eleffekten som tillförts värmepumpen under sommarvecka respektive vintervecka.

Under sommarveckan är dagarna varma och nätterna svalare. Den värmedrift som värmepumpen arbetar i sker nattetid. I övrigt är det en jämn fördelning av tappvattenvärmning under veckan. Under vinterveckan är utetemperaturen låg till en början för att sedan stiga något och hamna runt 0 °C de sista dagarna. Veckan börjar med en hög framledningstemperatur men som sedan sjunker några grader när det blir varmare ute. Under vinterveckan blir temperaturlyftet stort då temperaturen på köldbäraren är låg och framledningstemperaturen är hög.

Diskontinuiteter förekommer i mätning vilket påverkar resultat som behandlar eleffekten till värmepumpen. Det finns under sommarveckan fyra tillfällen med

bortfall av data som varar längre än 10 minuter och tillsammans motsvarar de en timme. Under vinterveckan finns tre stora avbrott i mätningarna som tillsammans motsvarar 2 timmar och 28 minuter.

Medeltemperaturen under sommarveckan är 20 °C och medeltemperatur under vinterveckan är -7 °C. Medeltemperatur för värmebäraren ut från värmepumpen är 51 °C på under sommarveckan och 49 °C under vinterveckan. Den skillnaden är marginell. Respektive medeltemperatur på köldbäraren in till värmepumpen är 8 °C och 0 °C. Skillnaden mellan köldbärartemperaturen sommar och vinter är större vilket medför att temperaturlyftet blir störst på vintern.

Tabell 4.10 System B: Uttagen och tillförd energi

Energi	Funktion	Energi [kWh]	
		Sommar	Vinter
Från värmepump	Värme	13	620
	Varmvattenberedning	60	48
	Vvb, parallellt	3	41
Från varmvattenberedare	Tappvarmvatten	50	37
	Förluster	10	11
Till kompressor	El	27,5	261

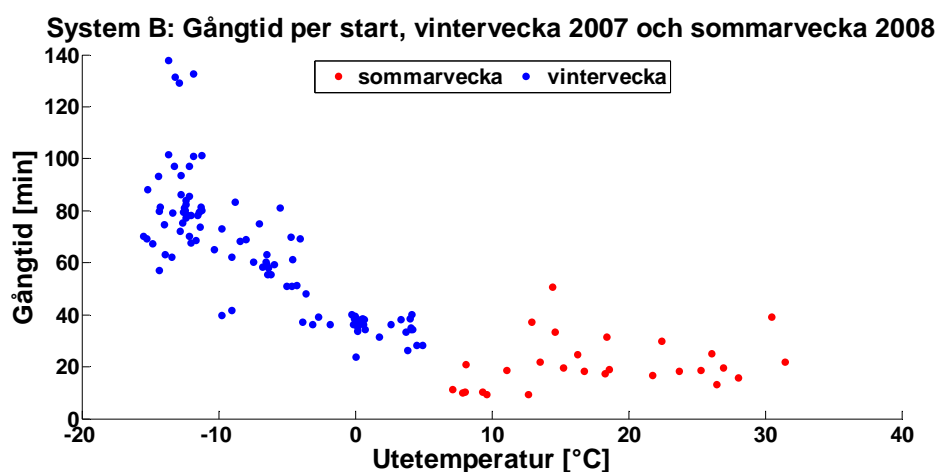
Tabell 4.11 System B: Uttagen och tillförd effekt

Energi	Funktion	Medeleffekt [kW]	
		Sommar	Vinter
Från värmepump	Värme	0,08	3,69
	Varmvattenberedning	0,36	0,29
Från varmvattenberedare	Tappvarmvatten	0,30	0,22
	Förluster	0,06	0,07
Till kompressor	El, \dot{W}_{em}	0,16	1,55

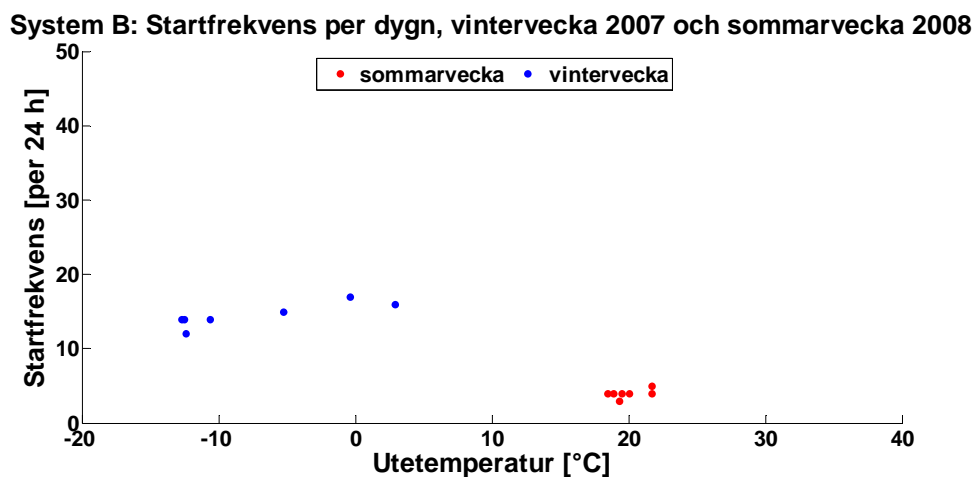
Energimängder till och från värmepumpen redovisas i Tabell 4.10. I sommarfallet värmer värmepumpen främst tappvarmvatten då värmeuttaget är mycket litet och i vinterfallet levererar den främst värme till huset då värmeuttaget är stort. Energi för varmvattenberedning och uttaget tappvarmvatten är i samma storleksordning sommar som vinter men något mindre på vintern. Dock skiljer sig relationen mellan värme och varmvatten markant åt. Andelen energi till tappvattenvärmning i förhållande till total levererad energi blir för sommarveckan 82 % och för vinterveckan 7 %. Energin till tappvattenvärmning i parallell drift utgör 5 % för sommarveckan och 85 % för vinterveckan. Förlusterna är ganska små jämfört med system A och C.

Effekter redovisas i Tabell 4.11. Under sommarveckan blir effektbehovet för värme totalt sett lågt, eftersom värme främst levereras en kort stund under några nätter. Varmvattenberedning på 360 W och 290 W ligger också lägre än schablonvärdet på 500 W. Beräknade förluster på 60 W och 70 W är ett lågt resultat. De relativa förlusterna blir 17 % och 23 %. Det stämmer att ett mindre tappvattenuttag ger större förluster relativt sett.

Under vinterveckan är utetemperaturen låg och effektbehovet är intressant att jämföra med dimensionerande effektbehov. Huset är byggt under 1910-talet och vinterveckans effektbehov för värme ligger något under 4 kW vid en medeltemperatur på -6 °C, att jämföra med dimensionerande effektbehov för ett 70-talshus på 6-7 kW vid -20 °C.



Figur 4.25 System B: Värmepumpens gångtid per start under en vintervecka 2007 och en sommarvecka 2008.



Figur 4.26 System B: Startfrekvens per dygn ritad mot dygnets medeltemperatur för en vintervecka 2007 och en sommarvecka 2008.

Tabell 4.12 System B: Beräknat *COP*

<i>COP</i>	Sommar	Vinter
$COP_{vp,em}$	2,7	2,6
$COP_{vp,c} (\eta_{c,em} = 0,55)$	3,4	3,0

□ Ej ett *COP* då värmeuttaget ej kan korrigeras för tillsatsel och driftel till pumpar. Det blir dock ett godhetstal för systemet.

Tabell 4.13 System B: Värmepumpens gångtid

Funktion	Gångtid [min]	
	Sommar	Vinter
Min	9,3	24
Max	50,7	138
Medel	21,2	62,5
Total gångtid per vecka	593	6377

Tabell 4.14 System B: Startfrekvens

Funktion	Startfrekvens per dygn	
	Sommar	Vinter
Min	3	12
Max	5	17
Medel	4	14,6
Startfrekvens per vecka	28	102

Två *COP*-värden per vecka visas i Tabell 4.12. Sommarveckan innehåller en stor andel varmvattenvärmning och har då en hög framledningstemperatur. Framledningstemperaturen för värmedrift är dock betydligt högre under vinterveckan än motsvarande under sommarveckan. Den höga borrhålstemperaturen under sommarveckan gynnar *COP* även om driften är tappvattenvärmning. Sett till medeltemperaturer är temperaturlyftet störst under vinterveckan; låg temperatur i borrhålet och hög framledningstemperatur till värmesystemet. Det teoretiska $COP_{vp,c}$ blir därför högre på sommaren än på vintern. Dock är skillnaden mellan de två $COP_{vp,em}$ mindre än skillnaden för de två $COP_{vp,c}$. COP_{em} under vinterveckan kan gynnas av nyttjandet av hetgasväxlare eller vara en fördel av tillsatsel. Det kan även vara en effekt av diskontinuiteter som ger underskattad eleffekt. Diskontinuiteter påverkar inte $COP_{vp,c}$ men kan troligen underskatta eleffekten i COP_{em} under vinterveckan eftersom databortfallet och gångtiden är större då än under sommarveckan.

I Tabell 4.13 och Figur 4.25 visas spridningen i värmepumpens gångtider under veckorna. Gångtiden under vinterveckan är betydligt längre än under sommarveckan. Gångtiden minskar med ökande utetemperatur och värmepumpen ser ut att ha en jämn drift av och på. Gångtider som avviker från trenden representerar troligen varmvattendrift liksom de gångtider under sommarveckan när inget värmebehov finns, det vill säga de över 10 °C. Datat från båda veckorna har även diskontinuiteter som eventuellt ger en underskattning av tillförd el, det kan ha påverkat någon gångtid.

I Tabell 4.14 och Figur 4.26 visas värmepumpens startfrekvens. Sommarveckan har låg startfrekvens per dygn och starterna är jämnt fördelade över veckan och dygnet. Värmepumpen arbetar främst med att återladda eller underhållsladda varmvattenberedaren vilket ger mönstret. Startfrekvensen under vinterveckan ökar något med den stigande utetemperaturer. Det är rimligt med långa cykler och låg startfrekvens vid de låga utetemperaturerna. Det är en kall vecka med ett stort värmeuttag och värmepumpen arbetar till och från i värmedrift hela veckan, vilket medför att mycket av återladdningen och underhållsladdning av varmvattenberedaren sker parallellt.

4.4.3 System C

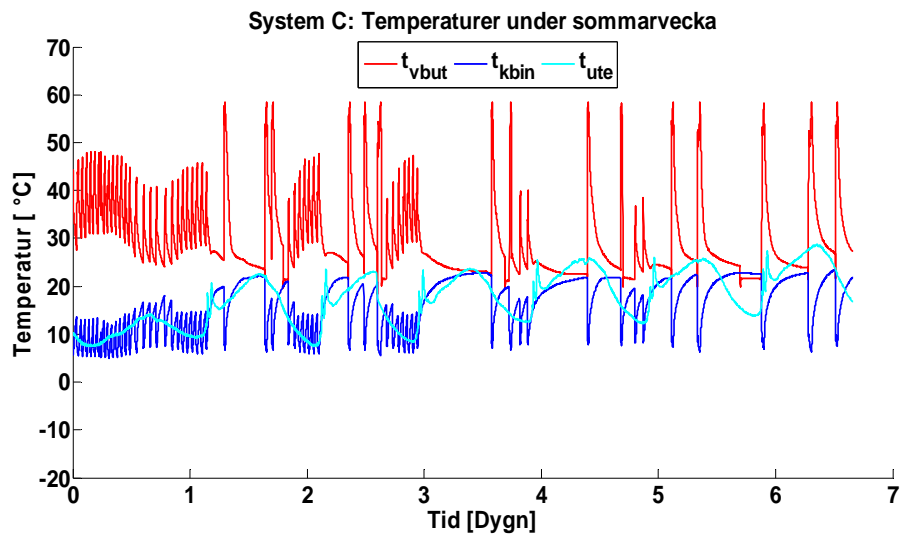
Värmepumpen i system C har en hetgasväxlare och kan arbeta parallellt med rumsvärme och tappvattenvärmning. De två utvalda veckorna för detaljstudier har datumen 1 - 7 juni 2007 samt 18 - 24 december 2007. Diskontinuiteter förekommer i fältmätningen och databortfall större än 10 min återfinns vid två tillfällen under sommarveckan. Sammanlagt saknas fyra och en halv timme. Under vinterveckan finns inga databortfall större än 10 minuter. Databortfall påverkar analysen av eleffekt-mätningen som kan bli underskattad.

Medeltemperaturen ute är under sommarveckan 18 °C och under vinterveckan -4 °C. Medeltemperaturen för värmebärare ut från värmepumpen är 45 °C under sommarveckan och 51 °C under vinterveckan. Medeltemperaturen för köldbäraren in till värmepumpen är 7 °C sommarveckan och 0 °C vinterveckan. Temperaturlyftet för vinterveckan blir betydligt större än för sommarveckan.

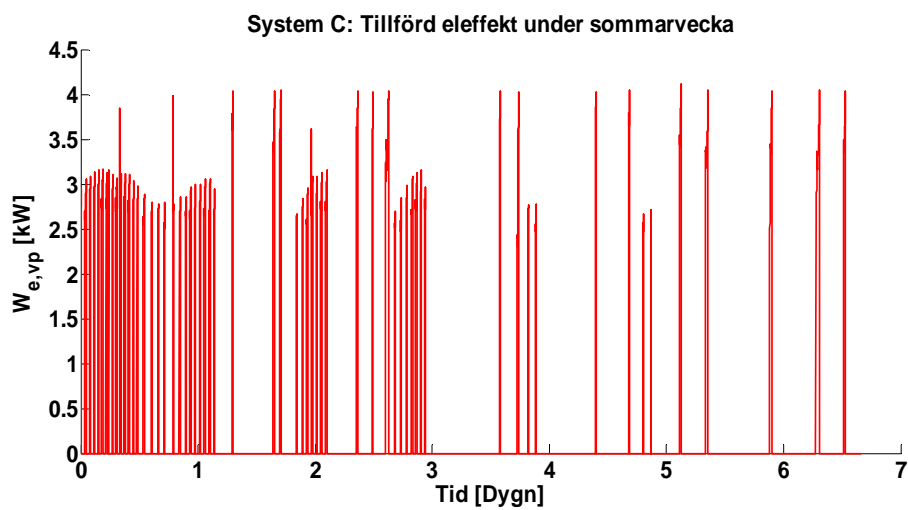
I Figur 4.27 och i Figur 4.29 visas temperaturer för sommarveckan respektive vinterveckan. Framledningstemperaturen för värmebärare till radiatorsystem eller varmvattenberedare visas. Om värmebäraren går till varmvattenberedaren värms den ytterligare en gång i hetgasväxlaren. Köldbärartemperaturen in till värmepumpen och utetemperaturer visas också. I Figur 4.28 och i Figur 4.30 visas eleffekten som tillförts värmepumpen under sommarveckan respektive vinterveckan.

Under sommarveckan är det första dygnet lite svalare och därefter följer två svala nätter. Under de här dygnet behövs värmedrift och det syns även på eleffekten att värmepumpen går till och från då utetemperaturer är låga. Under första dygnet kan varmvattenberedaren värmas parallellt med rumsvärme i övrigt är det en jämn fördelning av tappvattenvärmning under veckans övriga dygn.

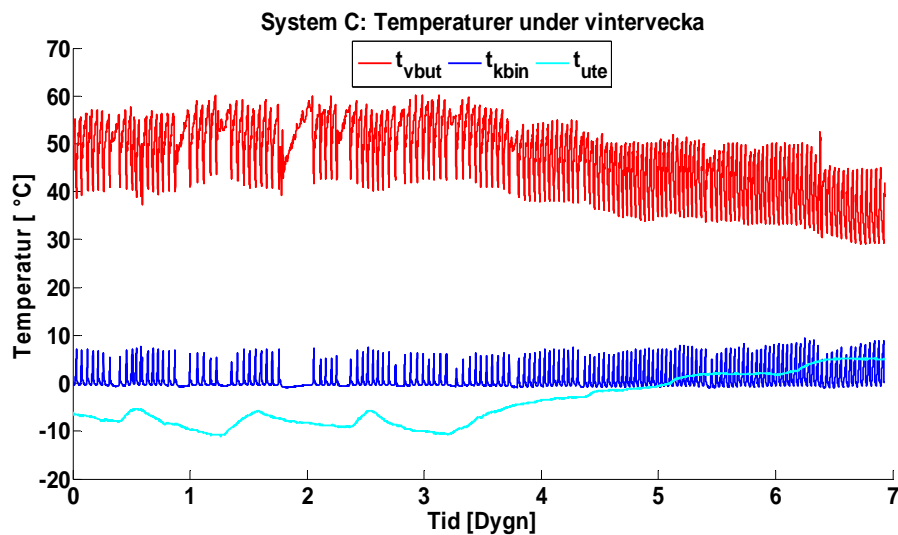
Under vinterveckan är utetemperaturer låga till en början för att sedan stiga något och hamna runt 0 °C de sista dagarna. Det resulterar i att den höga framledningstemperatur sjunker några grader när det blir varmare ute. Vid den lägre framledningstemperaturen ökar antalet start och stopp för värmepumpen. Under vinterveckan blir temperaturlyftet stort då temperaturen i borrhålet är låg och framledningstemperaturen är hög.



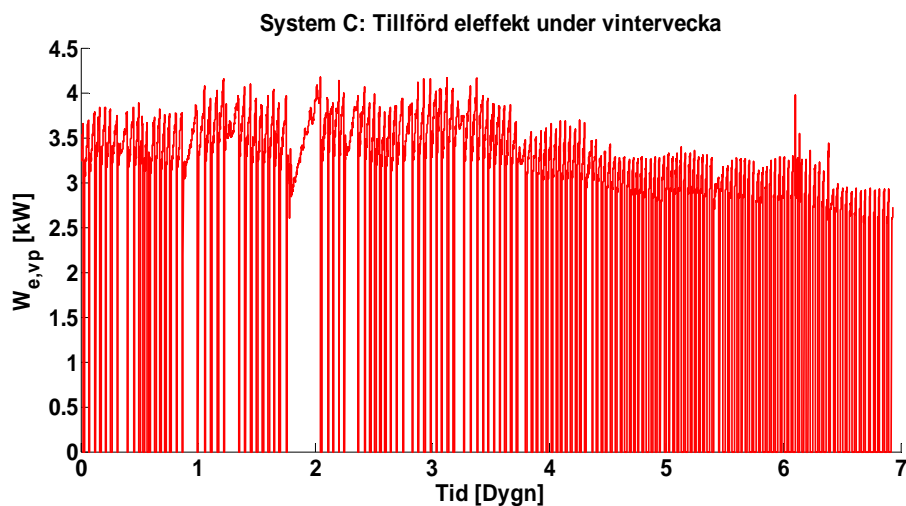
Figur 4.27 System C: Temperaturer på värmebärare ut från värmepump och köldbärare in till värmepump samt utetemperaturen under sommarveckan.



Figur 4.28 System C: Tillförd eleffekt till värmepumpen under sommarveckan.



Figur 4.29 System C: Temperaturer på värmebärare ut från värmepump och köldbärare in till värmepump samt utetemperaturen under vinterveckan.



Figur 4.30 System C: Tillförd eleffekt till värmepumpen under vinterveckan.

Energimängder till och från värmepumpen redovisas i Tabell 4.15. I både sommarfallet och vinterfallet är energituttaget till rumsvärme större än det till tappvattenvärmning. Här skiljer sig sommarveckan från övriga system som har större energituttag till tappvattenvärmning under sommarveckan. System C har dock det största årsenergiuttaget till rumsvärme. Under vinterveckan är energi för varmvattenberedning betydligt större än under sommarveckan, likaså energin för uttaget tappvarmvatten. Andelen energi till varmvattenberedning i förhållande till total levererad energi blir för sommarveckan 37 % och för vinterveckan 12 %. Inte lika markant skillnad som för övriga system på grund av större värmeuttag under sommarveckan. Utav total energi till tappvattenvärmning, utgör energin vid parallell drift 23 % för sommarveckan och 100 % för vinterveckan.

Tabell 4.15 System C: Uttagen och tillförd energi

Energi	Funktion	Energi [kWh]	
		Sommar	Vinter
Från värmepump	Värme	112	795
	Varmvattenberedning	66	107
	Vvb parallellt	15	107
Från varmvattenberedare	Tappvarmvatten	49	83
	Förluster	17	24
Till kompressor	El	49,5	393,5

Tabell 4.16 System C: Uttagen och tillförd effekt

Effekt	Funktion	Medeleffekt [kW]	
		Sommar	Vinter
Från värmepump	Värme	0,67	4,73
	Varmvattenberedning	0,39	0,64
Från varmvattenberedare	Tappvarmvatten	0,29	0,49
	Förluster	0,10	0,14
Till kompressor	El, \dot{W}_{em}	0,29	2,34

Effekter redovisas i Tabell 4.16. Varmvattenberedning på 390 W och 640 W ligger runt schablonvärdet på 500 W. Beräknade förluster på 100 och 140 W stämmer väl med förluster i system A. De relativa förlusterna blir 26 % och 22 %. Det stämmer att ett mindre tappvattenuttag ger större förluster relativt sett. För system med hetgasväxlaren kan höga temperaturer nås på det lagrade tappvattnet vilket också påverkar förlusterna.

Under sommarveckan blir effektbehovet för värme totalt sett lågt, eftersom värme främst levereras i början av veckan. Under vinterveckan är utetemperaturen låg och effektbehovet är intressant att jämföra med dimensionerande effektbehov. Huset är byggt under 1910-talet och vinterveckans effektbehov för värme ligger på 4,7 kW vid en medeltemperatur på -4 °C, att jämföra med dimensionerande effektbehov för ett 70-talshus på 6-7 kW vid -20 °C.

Två *COP*-värden per vecka visas i Tabell 4.17 System C: Beräknat *COP*. Sommarveckans energiuttag till rumsvärme är större än det till varmvattenberedning. Högre andel rumsvärme sänker medeltemperaturen på framledningen och det gynnar *COP*. Framledningstemperaturen för värmedrift är betydligt högre under vinterveckan än under sommarveckan. Det teoretiska $COP_{vp,c}$ blir därför högre på sommaren än på vintern eftersom vinterveckan har ett stort temperaturlyft; låg temperatur på köldbäraren och hög framledningstemperatur till värmesystemet.

Tabell 4.17 System C: Beräknat *COP*

COP	Sommar	Vinter
COP_{em}	3,4	2,2
$COP_{vp,c} (\eta_{c,em} = 0,55)$	3,7	2,9

Tabell 4.18 System C: Värmepumpens gångtid

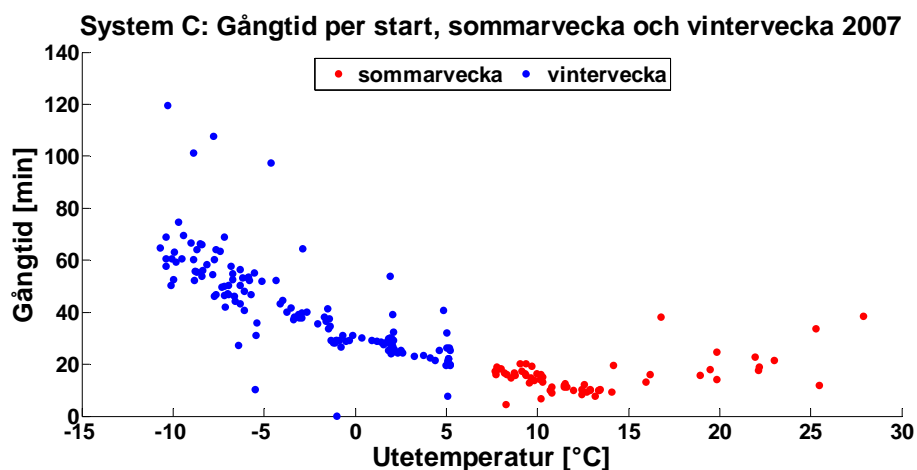
Funktion	Gångtid [min]	
	Sommar	Vinter
Min	4,5	8
Max	38,7	409
Medel	15,6	47
Total gångtid per vecka	949	6896

Tabell 4.19 System C: Startfrekvens

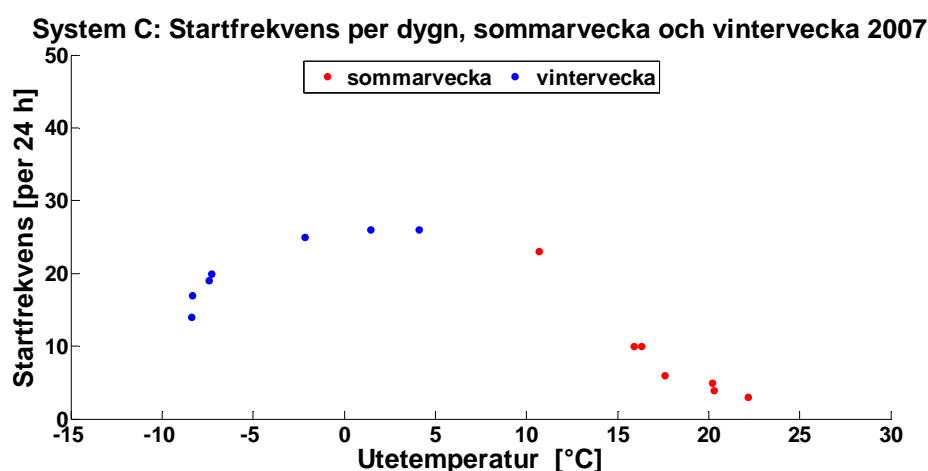
Funktion	Startfrekvens per dygn	
	Sommar	Vinter
Min	3	14
Max	23	26
Medel	8,7	21
Startfrekvens per vecka	61	147

I Tabell 4.18 och Figur 4.31 visas spridningen i värmepumpens gångtider under veckorna. Systemet har en tydlig minskning av gångtiden med ökande utetemperatur, och vid utetemperatur över 15 °C arbetar värmepumpen med tappvattenvärmning. Den längsta gångtiden under vinterveckan sammanfaller med stora tappningar. Troligen går ett mindre flöde till värmesystemet och ett större till varmvattenberedaren.

I Tabell 4.19 och Figur 4.32 visas värmepumpens startfrekvens per dygn. Startfrekvensen ökar med den stigande utetemperaturen under vinterveckan, tvärtom under sommarveckan då startfrekvensen avtar med stigande utetemperatur och minskande värmebehov. Utseendet på startfrekvenskurvan och gångtiden är som förväntat med få starter med lång gångtid vid låg utetemperatur då värmebehovet är störst och sedan fler starter och kortare cykler vid mindre värmebehov. Startfrekvensen för sommarveckan börjar med maxvärdet första dygnet och sjunker successivt till minvärdet det sista dygnet. På slutet arbetar värmepumpen med att återladda eller underhållsladda varmvattenberedaren. Vinterveckan är en kall vecka med ett stort värmeuttag och värmepumpen arbetar till och från i värmedrift hela veckan, vilket medför att hela återladdningen och underhållsladdning av varmvattenberedaren sker parallellt, även om tappvattenuttaget är stort.



Figur 4.31 System C: Värmepumpens gångtid per start för en sommarvecka och en vintervecka 2007. (Fyra långa gångtider för vinterveckan syns ej i figuren)



Figur 4.32 System C: Startfrekvens per dygn ritad mot dygnets medeltemperatur ute för en sommarvecka och en vintervecka 2007.

4.4.4 Sammanfattning

Andelen energi till tappvattenvärmning ligger runt 10 % i de studerade vinterveckorna men varierar mer under sommarveckorna från 37 till 82 %. Antalet kilowattimmar är i samma storleksordning för de tre systemen under sommarveckan men värmeuttaget varierar stort och därmed andelen varmvattenberedning. Effektbehovet för tappvattenvärmning ligger nära de 500 W som typiskt anges. Bara vinterveckan i system C har större effektbehov. I system B ligger effektbehovet för tappvattenvärmning lågt vilket delvis beror av att förlusterna är nära nog halverade jämfört med de två andra systemen. Att förlusterna är så låga relativt de övriga systemen kan bero på en hög omgivningstemperatur där beredaren är placerad.

Startfrekvens och drifttider för system C har ett typiskt utseende för värmepumpdrift. Vid låga utetemperaturer nyttjas värmepumpens effekt alltmer och den arbetar med långa cykler och få start och stopp. Allteftersom utetemperaturen ökar minskar gångtiderna och antalet starter och stopp ökar upp till en viss utetemperatur. Gångtiderna fortsätter minska även när värmebehovet är väldigt litet

men även antalet start och stopp minskar då. Vid höga utetemperaturer då inget värmebehov finns levererar värmepumpen värme till tappvatten med varierande gångtider men få start och stopp.

Cykeltiderna i system B och C har en trend som är avtagande från ca 80 minuter till ca 20 minuter i takt med ökande utetemperatur. Startfrekvensen för system B följer dock inte det förväntade mönstret utan är relativt konstant hela vinterveckan, det skiljer bara 5 starter på min- och maxvärdet. Dock är antalet starter per dygn i medel 15 för vinterveckan vilket är relativt lågt. Värmepumpen i system B startar sällan men går en längre tid vid låga utetemperaturer.

Gångtiderna i system A i är korta och startfrekvensen relativt hög på 38 starter per dygn i medel under vinterveckan. Dessutom är gångtiden relativt kort med ett medel på 20 minuter per start under vinterveckan. Det kan bero på värmesystemets utformning eller att värmepumpen har en stor värmeeffekt i förhållande till behovet.

4.5 Tappvarmvattenstudier

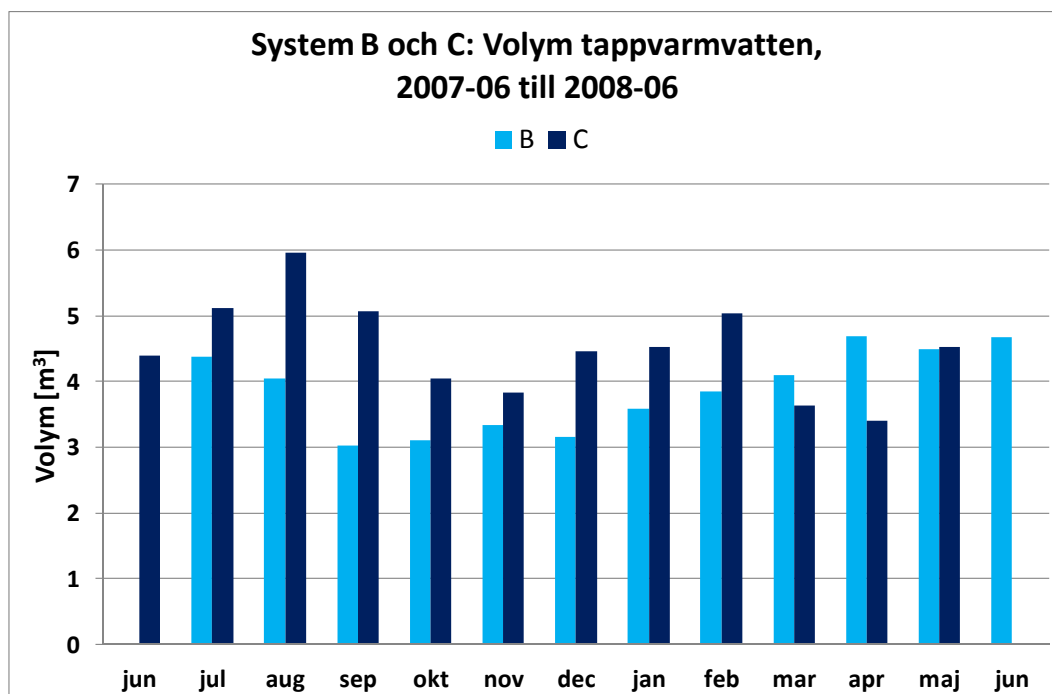
Fältnmätningen innehåller data för uttaget tappvarmvatten. Från samtliga system finns data för uttagen energimängd medan volymen tappvarmvatten endast har mätts upp i system B och C. Här följer en sammanställning och analys av data för tappvatten.

4.5.1 Varmvattenmängd

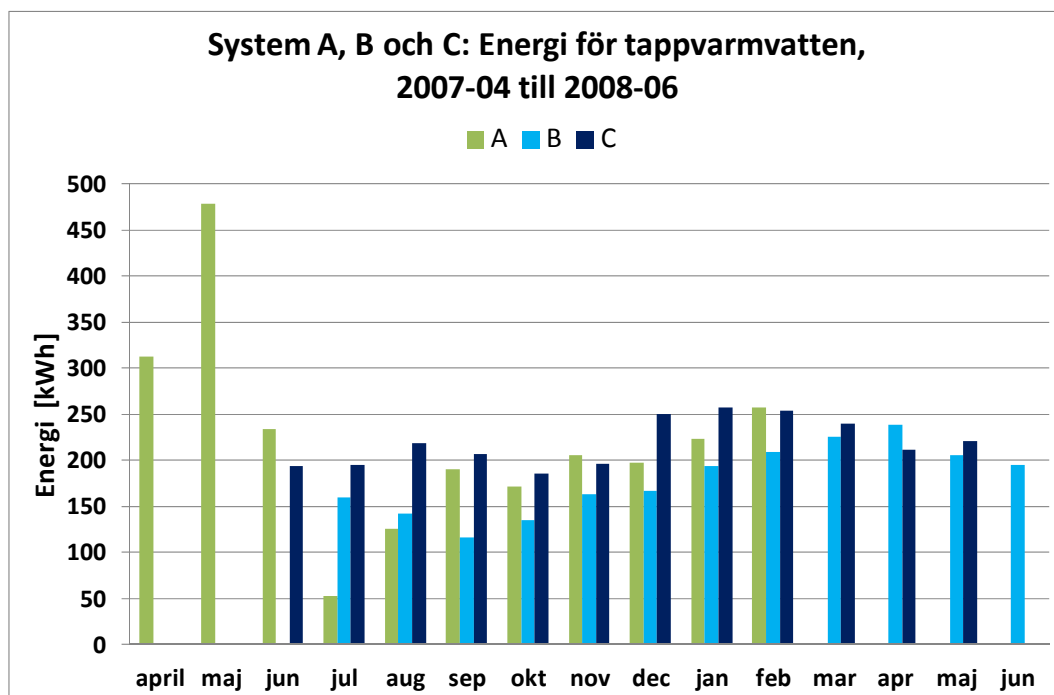
I Tabell 4.20 redovisas urtappad volym och energi till tappvarmvatten. Volymen tappvarmvatten i de två systemen med hetgasväxlare; B och C ingår. Årsbehovet av tappvarmvatten visar sig vara i storleksordningen 50 m³. Det stämmer väl med beräkningsresultat från andra mätningar i småhus; cirka 53 m³ (Energimyn-digheten, 2009) och cirka 53 m³ (Fahlén, 2005).

Tabell 4.20 Tappvarmvatten

Tappvarmvatten	System		
	A	B	C
Volym [m ³ /år]	-	46,5	54
Energi [kWh/år]	2674	2149	2627
Medelvolym per månad [m ³]	-	3,9	4,5
Medelenergi per månad [kWh]	223	179	219



Figur 4.33 Urtappad volym varmvatten per månad under perioden juni 2007 till juni 2008.



Figur 4.34 Energi i urtappat varmvatten per månad under perioden april 2007 till juni 2008.

I Figur 4.33 visas volymen urtappat varmvatten månadsvis för de två systemen B och C. System B har en trend som är omvänt mot säsongsvariationer noterade i flerbostadshus, det vill säga här minskar volymen på höst och vintern och ökar på våren och sommaren. System C har ingen tydlig trend baserad på årstid utan visar större spridning på månadsvärden än system B.

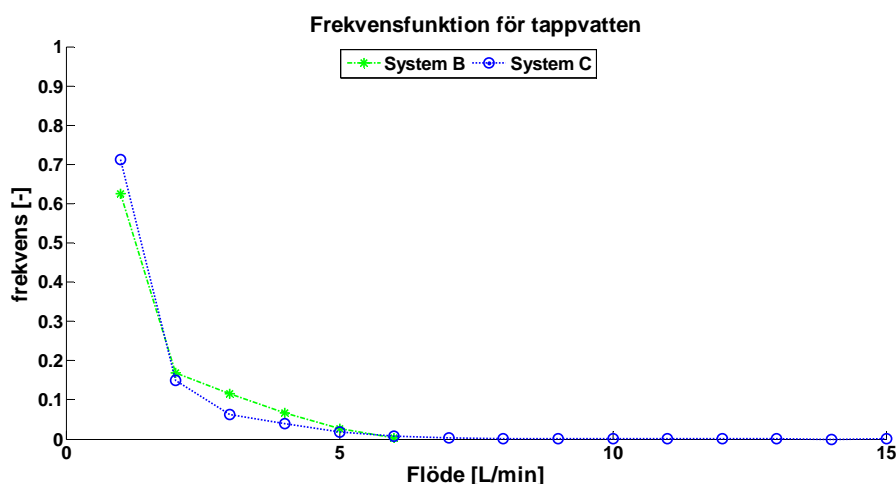
I Figur 4.34 visas energimängder för det urtappade varmvattnet månadsvis. Här finns alla system; A, B och C representerade. System A har stort energiuttag i form av tappvatten i april och maj av okänd anledning medan inga tappningar sker under tre veckor i juli. I övrigt uppvisar system A störst energiuttag i juni och januari och februari.

Trenden för urtappad volym i system B avspeglar sig även i energianvändningen, med några avvikelser. Till exempel perioden september till december med liknande låga värden på urtappad volym får en ökande energianvändning eftersom inkommande kallvattentemperatur sjunker. Även för system C får volymtopparna på vintern större utslag på energianvändningen än volymtopparna sommartid vilket bör bero på kallvattentemperaturens variation.

4.5.2 Frekvenskurvor för tappvarmvatten under ett år

Effekten som krävs för stora tappningar är intressant att jämföra med värmepumpens effekt. Det har betydelse för hur stor mängd som behöver lagras och hur mycket som eventuellt kan värmas direkt med värmepumpen. Temperaturdifferensen är ungefär densamma året om för tappvatten men flödet kan variera.

I värmepumpssystem B och C finns volymmätning på tappvarmvattnet under ett års tid. Med hjälp av data från volymmätningen har flödesintervall skapats för att studera hur storleken på tappningarna fördelar sig i en frekvensfunktion för tappvattenflöden. Flöden beräknades med volymändringen per 10-minuters intervall som sorterades i storleksordning. Flödena är därför ungefärliga, genom att förskjuta intervallet skulle kanske ett högre maxflöde kunna erhållas till exempel. Flödena är sorterade efter storlek och därmed finns inte någon information om intilliggande tappningar. Däremot finns en tydlig fördelning av tappningar som ger information om andelen stora tappningar i förhållande till små. Majoriteten består av små tappningar, en liten urtappad volym blir alltså tappningar med ett lågt flöde. Ett fåtal tappningar är stora. Maxtappningarna här innebär flöden på 6 liter per minut respektive 10-15 liter per minut, där de högre flödena förkommit vid något enstaka tillfälle. Dimensionerande flöde enligt BBR ligger på 12 liter/min.

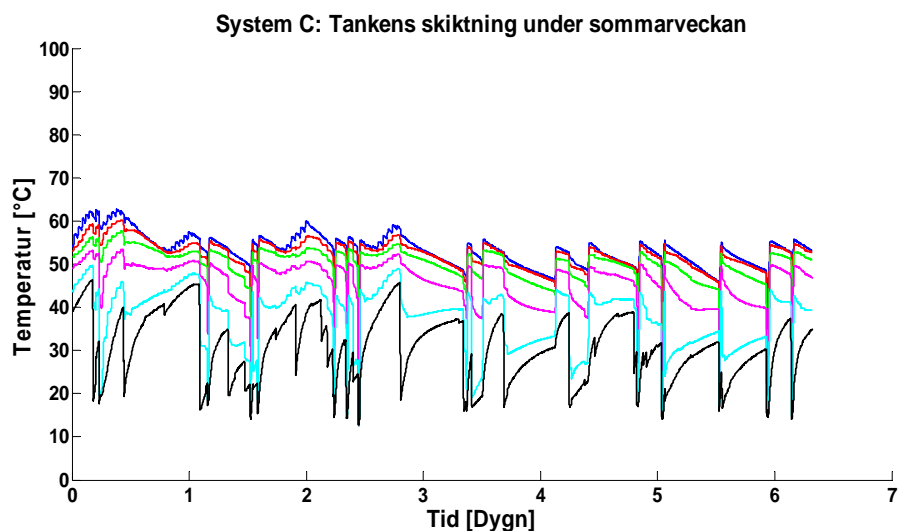


Figur 4.35 Frekvensfunktion för tappvattenflöden under ett år.

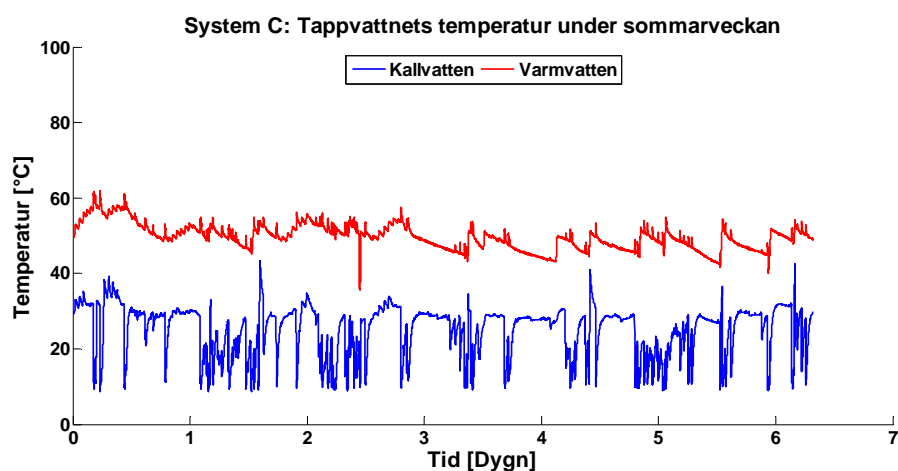
I Figur 4.35 visas frekvensfunktioner för de beräknade tappvattenflödena i system B och C. Gemensamt för de två systemen är att små tappningar med låga flöden på 1-2 liter per minut är vanligast och utgör tillsammans runt 80 % av alla tappningar. System B har ett relativt lågt maxflöde på 6 liter/minut medan system C uppvisar större variation av högre flöden på 7-15 liter/minut men andelen av dessa är mycket liten.

4.5.3 Skiktning och temperatur

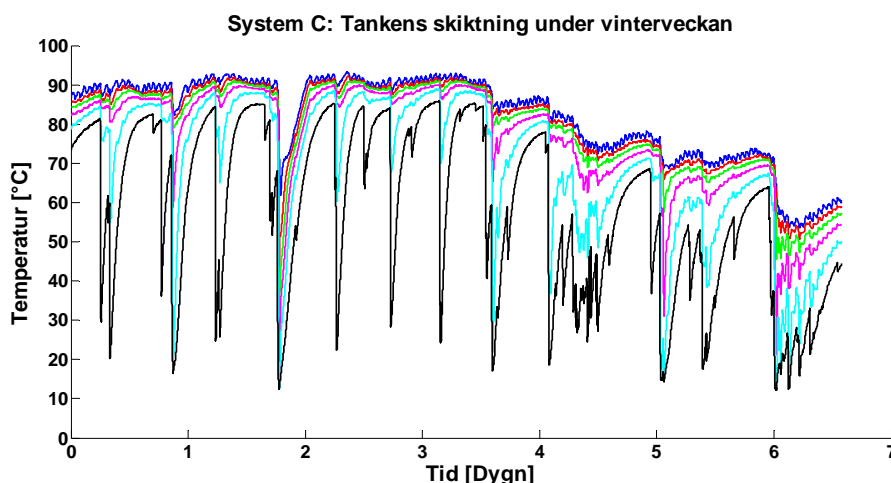
Skiktningen i tanken påverkar hur mycket användbart tappvarmvatten som kan tappas ut. I system C finns sex mätpunkter för temperaturgivare i tanken, se Figur 4.1. Skiktningen studeras för vinterveckan och sommarveckan som ingick i veckoanalysen. Eftersom värmepumpen är försedd med en hetgasväxlare blir det stor skillnad på temperaturnivån i tanken i sommar- och vinterfallet. När varmvatten värms parallellt med ett lågt värmebärande flöde genom hetgasväxlaren kan en extra hög temperatur erhållas. Vid tappvattenvärmning med kondensator och ett stort flöde genom hetgasväxlaren ger hetgasväxlaren endast några graders temperaturhöjning.



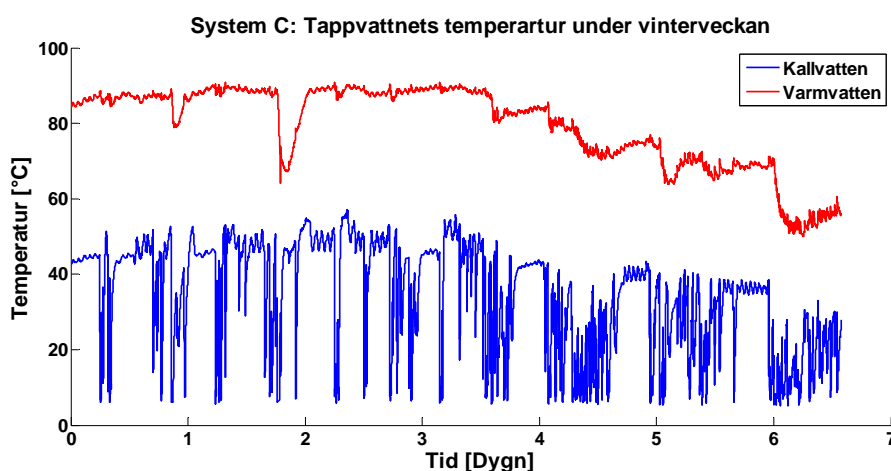
Figur 4.36 System C: Tankens skiktning under en sommarvecka 2007.



Figur 4.37 System C: Tappvattentemperaturer under en sommarvecka 2007.



Figur 4.38 System C: Tankens skiktning under en vintervecka 2007.



Figur 4.39 System C: Tappvattentemperaturer under en vintervecka 2007.

I Figur 4.36 och i Figur 4.38 visas skiktningen i varmvattenberedaren för sommarveckan respektive vinterveckan. I figurerna syns tydligt skillnaden i topptemperatur då hetgasväxlaren kan nyttjas till fullo under vintern med stort värmebehov jämfört med sommarfallet då främst kondensorvärme används för tappvattenvärmning. Skiktningen i tanken kan bibehållas mycket bra i båda fallen. I Figur 4.37 och Figur 4.39 visas tappvattentemperaturer under veckorna. Vid tappningar syns den inkommande kallvattentemperaturen då kurvan gör spikar nedåt, då kan utgående tappvarmvattentemperatur läsas av. Övrig tid står tappvattnet still och svalnar respektive värms i rören.

Under vinterveckans andra dygn finns en stor tappning då topptemperaturen sjunker kraftigt. Tappningen syns tydligt i Figur 4.39 där tappvarmvattentemperaturen också sjunker i och med att tanken töms alltmer. I samband med återladdning efter denna tappning finns veckans längsta gångtid. I figuren syns också hur tappvarmvattentemperaturen sjunker i slutet av veckan precis som topptemperaturen i tanken. Det sker i samband med många tappningar och en stigande utetemperatur. Utetemperaturen medför att värmebehovet sjunker och då också andelen parallell tappvattenvärmning i hetgasväxlaren. Topptemperaturen ligger därmed på en lägre nivå i slutet av veckan.

4.5.4 Sammanfattning

Analysen av mätning på tappvarmvatten visar ett årsbehov som stämmer väl med andra mätningar i småhus (Energimyndigheten, 2009; Fahlén, 2005). Urtappad volym per år blir i medel 50 m^3 och urtappad energi blir i medel 2500 kWh.

I ett system är spridningen mellan månaderna stor gällande urtappad volym och energi. I ett annat syns ett större volymuttag på vår och sommar än på höst och vinter. I båda fallen varierar energiuttaget något mer beroende på kallvatten-temperaturens variation med årstiden.

Det är vanligast med små tappningar eller små flöden enligt frekvensfunktionen, då de utgör cirka 80 % av alla tappningar. Detta stämmer bra med de detaljerade tappmönster som ingår i provningsstandarder, exempelvis EN 16 147.

I ett system med hetgasväxlare studerades tankens skiktning. Skiktning bibehölls mycket bra i både sommar- och vinterfallet. Resultatet visar en mycket hög temperatur i tanken under vinterveckan då hetgasväxlaren nyttjas.

4.6 Sammanställning och slutsatser

Värmepumpprocessens *COP* ökar med ett minskande temperaturlyft. Fördelen med en hetgasväxlare, som i system B och C, är att varmvattenberedning kan ske samtidigt som värmepumpen arbetar i värmedrift och motsvarande temperaturlyft. Flödet fördelas så att majoriteten går till värmesystemet och ett mindre delflöde till tappvattenvärmning och därmed utnyttjas den höga temperaturen i hetgasväxlaren väl. Alternativt värms tappvarmvatten, som i system A, främst med kondensorvärme vid en högre temperaturnivå, med ett högre temperaturlyft och lägre *COP*. Om värmebehovet är litet sker majoriteten av tappvattenvärmningen med kondensorvärme även i system B och C. I de fall då tappvattenvärmning sker med kondensorvärme bidrar hetgasväxlaren enbart med en liten temperaturhöjning eftersom ett större flöde passerar genom hetgasväxlaren.

En effekt av stort och litet nyttjande av hetgasväxlaren syns i studien av tappvarmvattnets skiktning. I ett system med hetgasväxlare studerades tappvarmvattnets skiktning i tanken under två veckor; en sommar- och vintervecka. Skiktning bibehölls mycket bra i både sommar- och vinterfallet. Resultatet visar även en mycket hög topptemperatur i tanken under vinterveckan då hetgasväxlaren nyttjas i hög grad. Topptemperaturen under sommarveckan ligger i samma storleksordning som i ett traditionellt system. En tänkbar optimering av skiktningen i tanken, genom ett bättre utnyttjande av hetgasväxlaren vid tappvattenvärmning, vore två tillopp för värmebärare. Det ena från hetgasväxlaren till beredarens topp och det andra från kondensorn till en lägre nivå i tanken.

De tre värmepumpssystemen i analysen kan inte direkt jämföras med varandra när det gäller värmepumpens drift. Driften liksom fördelen med hetgasväxlare påverkas starkt av systemutformning, dimensionering och behov. Två ytterligheter gällande värmebehovet minskar nyttan av hetgasväxlare i den beskrivna systemutformningen. Den ena är fallet med stort värmebehov och ett högtemperatursystem. Då blir kondenseringstemperaturen ändå hög, vilket sänker prestandan.

Den andra är fallet då byggnaden är värmesnål med ett litet värmeuttag och hetgasväxlarens höga temperatur nyttjas endast en kort tid.

I de två systemen med hetgasväxlare kan nära på allt tappvarmvatten värmas med hetgasväxlaren under flera av de kalla vintermånaderna med stort värmeuttag. Under den här perioden med fullt nyttjande av hetgasväxlaren var förhållandet mellan värme och tappvattenvärmning cirka 10. Sammantaget över året värms tappvatten parallellt med värme till 45 % respektive 65 % i de två systemen.

Månadsanalysen av fältmätningarna visar hur prestandan varierar över året. Flera faktorer påverkar *COP*; framledningstemperatur, temperaturlyft, gångtid och startfrekvens samt relationen mellan värme och tappvarmvatten. I månadsanalysen syns att en stor andel tappvattenvärmning får mindre betydelse om en värmekälla med hög temperatur finns tillgänglig, vilket är fallet under flera sommarmånader. Värmepumpsdrift under sommartid med små värmebehov och stor andel tappvarmvatten kan ändå ge ett bra *COP* eftersom temperaturlyftet inte blir så stort.

Analysen visar att temperaturlyftet har stor betydelse för prestandan, framför allt den lägre temperaturen på värmekällan under vintertid påverkar *COP*. I Tabell 4.21 visas medeltemperaturer på utgående värmebärare, t_{vbut} och inkommande köldbärare, t_{kbin} under en sommarvecka och vintervecka. De tre systemen uppvisar ett större temperaturlyft på vintern som främst beror på en lägre temperatur i borrhålet men även på relationen mellan värme och tappvattenvärmning som påverkar framledningstemperaturen.

Tabell 4.21 Temperaturnivåer

Temperatur [°C]		System		
		A	B	C
Vinter	t_{vbut}	47	49	51
	t_{kbin}	1	0	0
Sommar	t_{vbut}	47	51	45
	t_{kbin}	6	8	7

Energiandelen till tappvattenvärmning redovisas i Tabell 4.22. Relationen mellan värme och varmvatten som råder under sommartid skulle kunna förekomma i nybyggnation under en större del av året. Vid drift på vintern skulle en sådan relation ge andra resultat. Temperaturlyftet skulle bli större och påverka *COP* negativt. Fältmätningarna visar att varmvattenandelens inverkan på prestandan är marginell under vintertid på grund av den stora värmeandelen i de studerade systemen. I sommarfallet medför en hög andel tappvattenvärmning en hög framledningstemperatur. I vinterfallet levereras en stor värmeandel vid en låg utetemperatur och det resulterar i en hög framledningstemperatur vid värmedrift. Det högre temperaturlyftet avspeglar sig i lägre *COP*-värden för vinterveckan.

Tabell 4.22 Energiandel till tappvattenvärmning

Tappvattenvärmning/ Total värme [%]		System		
		A	B	C
År		20	19	16
Månad	Min	10	10	10
	Max	74	63	61
	Medel	31	28	22
Vecka	Vinter	10	7	12
	Sommar	57	82	37

Värmepumpens drift har studerats både i form av andel tappvattenvärmning, Tabell 4.22, och energi till tappvattenvärmning, Tabell 4.23. Energianalysen visar att endast en liten del av den levererade energin går till tappvattenvärmning, den energiandelen var mellan 16 och 20 % av uttagen energi per år. På årsbasis har de studerade systemen värmebehov som stämmer väl med schablonen för befintliga hus och värmebehoven är stora jämfört med motsvarande för nybyggnation och NNE-hus, vilket resulterar i en liten energiandel till tappvattenvärmning. Då värmebehovet varierar över året blir det stora variationer i energiandel för tappvattenvärmning sett per månad och per vecka, vilket redovisas i Tabell 4.22. Till exempel har system A störst spridning per månad, andelen varierar mellan 10 % och 74 %. System B har störst spridning vid jämförelse per vecka; 7 % respektive 82 %.

Tabell 4.23 Energi till tappvattenvärmning

Energi till tappvattenvärmning [kWh]		System		
		A	B	C
År		3698	2884	3372
Månad	Min	149	180	231
	Max	597	287	345
	Medel	313	240	281
Vecka	Vinter	80	48	107
	Sommar	70	60	66

Energi till tappvattenvärmning redovisas i Tabell 4.23. Energi till rumsvärme varierar omvänt utetemperaturen under året men för tappvattenvärmning finns inget gemensamt eller entydigt mönster för systemen. Energin till tappvattenvärmning på årsbasis, inklusive värmeförluster från beredare, ligger lägre än rådande schablonvärden på 4000-5000 kWh i samtliga system. Energin till tappvattenvärmning per månad varierar med storleksordningen 100 kWh mellan minsta och största värdet för system B och C. Spridningen är större i system A på grund av det stora tappvattenuttaget i månaderna april och maj. På veckobasis redovisas energi till tappvattenvärmning för en vinter- och sommarvecka.

Skillnaden mellan tillförd energi till tappvattenvärmning och urtappad energi redovisas som värmeförluster. De relativa förlusterna från varmvattenberedaren låg mellan 22 och 28 % av tillförd energi på årsbasis. Vilket visar på en förbättringspotential för samtliga system. De relativa förlusterna blir störst vid små

behov då värmepumpens främst arbetar med underhållsladdning av tanken. Förlusterna påverkas även av temperaturnivån i tanken. I systemen med hetgasväxlare nås höga temperaturer vintertid då hetgasväxlaren nyttjas fullt ut, medan temperaturnivån sommartid blir i samma storleksordning som för ett traditionellt värmepumpssystem. Storleken på förlusterna i system med hetgasväxlare blir beroende av kombinationen av temperaturnivå i tanken och storlek samt frekvens för tappningar.

I Tabell 4.24 redovisas beräknade medeleffekter för tappvattenvärmning och värmeförluster från beredaren under en sommarvecka och vintervecka. Typiskt i värmepumpssystem är förluster omkring 100 W, till exempel ger Energimyndighetens utvärdering av luft/vattenvärmepumpar ett medelvärde på tomgångsförluster för de testade systemen på 116 W (Energimyndighetens hemsida, 2011-09). Förlusterna i system B är små och en möjlig förklaring är en högre omgivningstemperatur där beredaren är placerad. Ett vanligt schablonvärde för tappvattenvärmning med dagens systemlösningar är 500 W vilket matchar system A och C väl medan beräknad effekt i system B ligger något lägre.

Tabell 4.24 Effekt för tappvattenvärmning och värmeförluster

Effekt [W]	System		
	A	B	C
<i>Vinter</i>			
Tappvattenvärmning	480	290	640
Förluster	110	70	140
<i>Sommar</i>			
Tappvattenvärmning	420	360	390
Förluster	140	60	100

Värmepumpens drift studerades detaljerat i veckoanalysen, exempelvis finns gångtider och startfrekvens redovisade i figurer. Trenden är minskande gångtid för rumsuppvärmning med ökande utetemperatur vilket visas i alla systemen. Vid höga utetemperaturer då inget värmebehov finns återstår endast gångtider för tappvattenvärmning. Tappvattenvärmningen beror av behovet av tappvatten och medför en spridning i gångtiderna. Typisk startfrekvens visas i Figur 4.32. Det innebär att startfrekvensen har ett minvärde vid dimensionerande utetemperatur, då värmepumpen bör ha långa gångtider och få starter. Startfrekvensen ökar sedan med stigande utetemperatur till en viss nivå och därefter minskar den då värmebehovet närmar sig noll och enbart tappvattenvärmning återstår. Startfrekvensen i både system A och B avviker från den förväntade kurvan under vinterveckan. De uppvisar en liten variation av startfrekvens trots att utemperaturen varierar stort. Det kan bero på värmesystemets utformning och värmepumpens storlek.

Analysen av mätning på tappvarmvatten visar ett årsbehov som stämmer väl med andra mätningar i småhus (Energimyndigheten, 2009; Fahlén, 2005). Urtappad volym per år blir i medel 50 m³ och urtappad energi blir i medel 2500 kWh. Energiintervallet spänner från 2100 till 2700 kWh, där motsvarande energi till tappvattenvärmning ligger i intervallet 2800-3700 kWh. Inget system uppvisar den säsongsvariation som är typisk för flerbostadshus gällande volymen tappvarmvatten. Snarare är spridningen i urtappad volym stor mellan månaderna och

ett system har en antydning till trend omvänt flerbostadshus då större volymer tappas på sommaren och mindre på vintern. Spridningen återkommer i energituttaget vilket förutom urtappad volym även påverkas av kallvattentemperaturen.

Det är vanligast med små tappningar eller små flöden enligt frekvensfunktionen, då de utgör cirka 80 % av alla tappningar. Detta stämmer bra med de detaljerade tappmönster som ingår i provningsstandarder, exempelvis EN 16 147.

Behandlingen av data från fältmätningarna har varit förenat med vissa svårigheter. Förutom diskontinuiteter i data har analyser med data från elmätningen varit en sådan svårighet. Önskvärt vore att mäta total el till värmepump och att sedan använda en likvärdig uppdelning av elmätningen i alla system där bland annat tillsatsel mäts upp separat. Med kännedom om tillsatselens storlek hade en bättre korrigering varit möjlig. Främsta svårigheten har dock varit att elmätningen delats upp på olika mätpunkter i värmepumpssystemen och därmed har systemen analyseras på olika sätt. För övrigt hade en högre upplösning på volymmätare möjliggjort en analys av flöden och beräkningar med flöden. Liksom en högre upplösning på energimätare hade möjliggjort mer detaljerad analys över korta tidsperioder.

5 DISKUSSION

Följande diskussionskapitel behandlar kort varmvattenbehovet som dimensioneringsförutsättning, dagens systemlösningar och det framtida utvecklingsbehovet.

5.1 Tappvarmvattenbehov

Kännedomen om verkligt behov av tappvarmvatten i småhus är begränsad men de mätningar som finns tyder på att schablonvärden täcker användningen väl. Kännedom om verkligt behov har liten betydelse för dimensionering av dagens värmepumpssystem som ändå verkar uppfylla kundernas krav. Tappmönster kan däremot ha betydelse för styrningen av värmepumpssystemet.

5.2 Dagens systemlösningar

Det krävs en hög effekt för att värma tappvarmvatten momentant och i förhållande till denna effekt är medeleffektbehovet lågt. Då det inte är ekonomiskt att dimensionera värmepumpen för den momentana tappeffekten innehåller i princip alla värmepumpssystem en tank där tappvatten eller värmevatten lagras.

Det finns flera faktorer som begränsar utformningen av dagens systemlösningar för värmepumpar. Bland de värmepumpar som säljs i Sverige är så kallade kompaktsystem vanligast. I dem ryms beredare och värmepumpens komponenter i en 60 x 60-modul. Typisk lagringsvolym för tappvarmvatten är cirka 160-180 liter i en sådan modul.

Gemensamt för kompaktsystem är den begränsade storleken, i övrigt innehåller de olika systemlösningar med olika för- och nackdelar. Vid systemutformning prioriteras enkelhet och tillverkningskostnad främst. Det blir allt viktigare med enkla system på grund av ökad försäljning via grossistverksamhet. Marknaden har blivit prispressad av konkurrens såväl inhemsk som utländsk sådan. Exempelvis är konkurrensen från Asien stor gällande luft/luft-modeller, som ger en allmän prispress och sannolikt påverkar prisnivån även på värmepumpar som ger varmvatten. Låg tillverkningskostnad eftersträvas, vilket kräver stora tillverkningsvolymmer för komponenterna. Det försvårar möjligheten till egen tillverkning av komponenter därmed begränsas valmöjligheten vid utveckling av system.

Goda prestanda är viktiga men lyfts oftast fram för värmedrift. En slutsats från intervjuer med värmepumpstillverkare är att prestanda för tappvattenvärmning inte har haft prioritet när det gäller systemutformning. Hur högt prestanda prioriteras avgörs av marknadens efterfrågan med tillverkningskostnaden som broms. Konkurrensen mellan tillverkare gör ändå att höga prestanda är viktiga. Prestanda blir bland annat uppmärksammat i jämförande värmepumpstester som Energimyndigheten genomför periodvis, där är dock SPF viktigare än *COP* i en viss driftpunkt. För slutkunden har relationen mellan prestanda och pris avgörande betydelse.

Efterfrågan och krav från kunder har inflytande på vilka modeller som finns på marknaden och utformningen för tappvattenvärmning. Det innebär att kon-

kurrenternas modeller på marknaden också kan ha inflytande på en tillverkares val av modeller. Enkäten visar dock att slutkunderna är nöjda med tappvattenvärmning i nuvarande systemlösningar. Detta bidrar troligen till att tappvattenvärmning inte blir en stor prioriteringsfråga hos värmepumpstillverkare. Den stora besparingen för en värmepumpsinstallation räknar man främst hem på värmedriften i befintliga hus.

5.3 Framtida utvecklingsbehov

Provningsstandarder har ingen större inverkan på systemutformningen enligt tillverkare. Det förekommer sällan krav på systemet i samband med provning och smarta lösningar belönas ej. Med ekodesigndirektivet kommer krav på prestanda men då kraven gäller för alla vattenvärmare blir de låga för värmepumpar. Däremot är kraven på högsta tillåtna förluster från lagringstankar utan vattenvärmare höga och kommer att innebära att bättre isolering krävs. För installationer med större behov och där utrymme finns kan en värmepump kombineras med en separat lagringstank och den tanken måste klara det nya gränsvärdet för värmeförluster.

I nyare hus med mindre värmebehov blir varmvattenandelen större. BBR påverkar systemutformningen genom krav och begränsningen på installerad eleffekt för uppvärmning i nybyggnation. Framför allt frånluftsvärmepumpar installeras nu men även bergvärmepumpar kan vara ett alternativ. I små vattensystem blir det extra tydligt att en buffertvolym för värmepumpen att arbeta mot ger en jämnare drift. Det gäller även för nya hus med små värmebehov, att en lagringstank kan förbättra driften för värmepumpen. Värmepumpar med varvtalsstyrd kompressor är också ett alternativ och de har mindre behov av buffertvolym men det finns fortfarande en nytta med en buffertvolym eftersom det finns begränsningar i hur långt man kan reglera effekten. En buffertvolym av något slag för att frikoppla värmepump och värmesystem ger möjlighet till en mer optimal drift för värmepumpen oavsett vad som sker i värmesystemet.

Trenden går också mot lågtemperatursystem och golvvärme kan utformas på så vis. Med lågtemperatursystem kan *COP* för värmedrift bli bättre, förutsatt att styrningen är rätt. Ett minskat värmebehov som klaras med bättre prestanda kan kompensera för det lägre *COP*-värdet vid tappvattenvärmning. Det är dock viktigt att systemet utformas rätt när värmebehovet minskar så att värmepumpen får rätt förutsättningar. Med av/på-reglering är annars risken en försämring av prestanda med korta cykler och många start och stopp.

Varvtalsstyrningen i sig är ett sätt att balansera värmepumpens effekt mot effektbehovet i huset. Även en värmepump med varvtalsstyrd kompressor har nytta av en tank, både för frikoppling från värmesystemet och för gångtiden. Varvtalsstyrning av kompressorer har funnits länge på japanska luft/luft-värmepumpar där värmepumpstillverkare har utvecklat komponenterna själva. För den svenska marknaden luft/vatten-, berg- och frånluftsvärmepumpar är värmepumpstillverkare beroende av kompressortillverkarnas utveckling och prissättning av varvtalsstyrda kompressorer. Trenden med varvtalsstyrda värmepumpar verkar nu vara något osäker. Tekniken finns och potentialen har dokumenterats men när genomslaget kommer beror troligen på kvalitet på tillgängliga produkter, prissättning och kompetens för att utforma bra system. Dagens något svalnande intresse beror

dels på kostnad för komponenterna och dels erfarenheter där förväntningarna inte har uppfyllts. Det kan bero på dåliga komponenter som ger stora motorförluster men också fel utnyttjande och styrning av systemen. Det är till exempel viktigt att matcha kompressorns varvtalsstyrning med lämpliga cirkulationspumpar. I de systemlösningar som finns utnyttjas inte varvtalsstyrningen på något speciellt sätt för tappvattenvärmning men det skulle vara intressant att utreda.

Med en begränsad storlek på värmepumpsmodulen blir det intressant att undersöka potentialen med fasomvandlingsmaterial jämfört med den skiktade vattenvolymer i nuvarande lagringstankar. Till exempel två tankar eller uppdelad tank; en för värmesystem med vatten och en för varmvattenberedning med fasomvandlingsmaterial.

Med begränsad storlek är det också intressant att undersöka andra typer av isolering som till exempel aerogel eller vakuuminolering. Förlusterna kan få ökad betydelse i nybyggnation om den värme som kommer från förluster inte utnyttjas.

Något som skulle kunna påverka systemutformningen är om timpris på el införs. Just nu pågår en diskussion kring variabelt elpris, något som förekommer i andra länder i Europa. Det finns även möjlighet att stoppa värmepumpsdrift (kompressorn) i delar av Tyskland vid effekttoppar eller låg eltillgång. Skulle det bli verklighet i Sverige behövs system med lagring, kanske både för tappvattenvärmning och för rumsvärmning.

Internationellt sett finns det ett ökat intresse för solvärme i kombination med värmepump. Kombinationen medför ofta ett ganska dyrt och komplext system men de tar marknadsandelar genom att de marknadsförs med en högre SPF och större andel förnybar energi. Det finns dock ingen standard för bedömning av systemens prestanda. Därför pågår nu ett internationellt samarbete inom IEA's solvärme och värmepumpsprogram ("Solar and heat pump systems", Task 44 inom Solar Heating & Cooling Programme, och Annex 38 inom Heat Pump Programme). Samarbetet syftar till att öka kunskapen om systemen och ta fram gemensamma definitioner av godhetstal för bedömning av systemen. För närvarande finns cirka 80 dokumenterade system med en stor variation i prestanda. Samarbetet domineras av olika forskningsinstitut men omfattar också en hel del företag.

REFERENSER

Andersson, K. 2010. Experiences from testing dedicated water heaters according to eco design Lot 2, Annex IV. SP Rapport, PX03720-E. Borås

Aronsson, S. 1996. Fjärrvärmekunders värme och effektbehov. Chalmers

Bergström, U. Lundin, L. 1985. Frånluftsvärmepumpar i flerbostadshus - Projekteringsanvisningar samt driftserfarenheter från ett 20-tal anläggningar. Teknisk rapport 1985:08, (Statens provningsanstalt.) Borås.

Berndtsson L, Granstrand L, Lindgren S, 1982, Energisnålt varmvatten i bostadshus, R: Byggeforskningsrådet, Stockholm

BBR 18, BFS 2011:6, 2011. Boverkets Byggregler (Boverket.) Karlskrona.

Briheim, B. 1991. Solvärt tappvarmvatten i flerbostadshus.

Börresen, B. 1994. Transkritisk varmepumpe for tappevannsoppvarming. (Norsk VVS 37(1994) nr 16)

Croonen, B. van der Loop, K. Koot, M. Hondeman, H. 1999. Testing methods for hot water appliances in Europe – An investigation of existing draw-off patterns in practice

Ek, C. Nilsson, D 2011. Varmvatten i flerbostadshus: Erfarenhet, kunskap och mätning för en klokare användning. Halmstad. Examensarbete

COMMISSION REGULATION (EU) No .../..of X implementing Directive 2009/125/EC of the European Parliament and of the Council with regard to ecodesign requirements for water heaters and hot water storage tanks, Working document on a draft. 2012.

Energimyndigheten, 2009. Mätning av kall- och varmvattenanvändning i 44 hushåll.

Energimyndigheten, 2009. Värme i villan. Reviderad utgåva.

EN 255-3Rev, 2007. Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors - Heating mode - Part 3: Testing and requirements for marking for sanitary hot water units. Utgåva 1, 2007-09. (CEN.) Brussels, Belgium.

EN 16 147. Heat pumps with electrically driven compressors - Testing and requirements for marking of domestic hot water units. Utgåva 1, 2011-02. SIS

Energimyndigheten, 2011-09.
<http://energimyndigheten.se/sv/Hushall/Testerresultat/Testresultat/Luftvattenvarmepumpar1/?tab=2>

- Energimyndigheten, 2012-02.
<http://energimyndigheten.se/sv/Hushall/Din-uppvarmning/>
- EON,2012-02.
<http://www.eon.se/privatkund/Energiradgivning/Energiradgivning-vinter/Bad--och-tvattrum/>
- Fahlén, P, 2004. Värmepumpar i vattenburna system – Effektiva lösningar med värme och varmvatten vid konvertering av elvärmda småhus. eff-Sys H23, 48 sidor. (Statens Energimyndighet.) Eskilstuna
- Fahlén, P, 2005. Kombitank för värme och varmvatten – Resultat från mätningar på en värmepumpsinstallation. eff-Sys H23, 63 sidor. (Statens Energimyndighet.) Eskilstuna
- Fahlén, P. Erlandsson, J. 2010. Tappvattenvärmning med värmepump – Alternativa systemlösningar för varmvatten och värme. Rapport R2010:03. Chalmers. Effsys2
- Göteborg energi, 2012-02
<http://www.goteborgenergi.se/Privat/Kundservice/Energitips/Lagenheter/Varmvatten>
- Haglund Stignor, C, Karlsson, F, Axell, M, Stenlund, M, Fahlén, P, 2005. Test procedure and seasonal performance calculation for residential heat pumps with combined space and domestic hot water heating - Swedish country report for IEA HPP Annex 28. SP Rapport 2004:38, SP Sveriges Tekniska Forskningsinstitut. Borås.
- Haglund Stignor, C. Lindahl, M. Alsbjer, M. Nordman, R. Rolfsman, L. Axell, M. 2009. Nästa generations värmepumpssystem i bostäder och lokaler. SP Arbetsrapport 2009:12. SP Sveriges Tekniska Forskningsinstitut. Borås
- Huchtemann, K. Leonhardt, C. Müller, D. 2010. System Modelling of Heat Pump Systems with Latent Heat Storage Devices. Clima Conference 2010
- Karlsson, F, 2007. Capacity control of residential heat pump heating systems. Building Services Engineering, Thesis for Ph.D., Chalmers report D2007:03, 99 sidor. (Chalmers University of Technology.) Göteborg.
- Karlsson, F, Axell, M, Fahlén, P, 2003. Heat pump systems in Sweden - Country report for IEA HPP Annex 28. SP AR 2003:01, 29 sidor. (SP Swedish National Testing and Research Institute.) Borås.
- Lorenz, K. 2001. Kombisolvärmesystem - Utvärdering av möjliga systemförbättringar. Building Services Engineering, Thesis for Lic.Eng., Chalmers report D59:2001. (Chalmers University of Technology.) Göteborg.
- Lundqvist, P. 2010-05. System thinking for efficient use of heat pumps Part 1 – System thinking Swedish experience. Rehva Journal issue 17.

Lundqvist, P. 2010-07. System thinking for efficient use of heat pumps Part 2 – Experiences and perspectives from Sweden. Rehva Journal issue 18.

Persson, A. 2002. Energianvändning i bebyggelsen – En faktarapport inom IVA-projektet energiframsyn Sverige i Europa. IVA

Svensson, G, 1973. Dygnsbehovet av tappvarmvatten. BFR-rapport R57:1973, (Statens råd för byggnadsforskning.) Stockholm, Sweden.

Traversari, A.A.L. 2003. Test directive for hot water heat pumps, TNO report R 2003/141

M/324, Mandate to CEN and CENELEC (2002) for the elaboration and adoption of measurement standards for household appliances: Water heaters, hot water storage appliances and water heating systems, TREN D1 D, European Commission, Brussels, Belgium.

SS2095, 1986. Värmeutrustning - Värmepumpar - Laboratorieprovning av prestanda. Utgåva 1, 25 December. (Sveriges Mekanstandardisering.) Stockholm, Sweden.

SVEP, 2012-02

http://www.svepinfo.se/usr/svep/resources/filearchive/8/diagram_forsaljning_2002_2011.pdf 1/2

Thermia, 2008. Stora värmepumpsboken. Arvika

Wahlström Å, 2000. Vatten och energibesparing vid byte av tappvattenarmatur . SP rapport. Borås

Van Wolferen, H. 2008, Information paper on EN 15 316-3-1, P99 03-10-2008, EPBD Buildings Platform

Van Wolferen, H. 2008, Information paper on EN 15 316-3-2, P100 09-10-2008, EPBD Buildings Platform

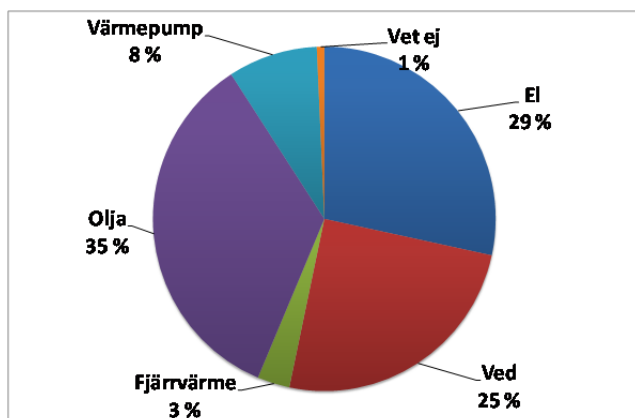
Van Wolferen, H. 2009, Information paper on EN 15 316-3-3, P101 06-02-2009, EPBD Buildings Platform

BILAGA – Enkät till värmepumpsägare

Enkäten som skickades ut till 464 hushåll under hösten 2009 och var riktad till dem som under det senaste året hade installerat en värmepump. Svansfrekvensen blev 57 % och innebär 265 svar. Adresserna för utskicket erhöles från fem värmepumpstillverkare och bland adresserna fanns även några installationer som gjorts 3 år tidigare. Syftet med urvalet av nya installationer var att brukarna skulle ha hunnit få lite erfarenhet av anläggningen men fortfarande ha tidigare erfarenheter färska i minnet. Syftet med enkäten var att få en uppfattning om brukarnas behov och upplevelse av tappvattenvärmning med värmepump.

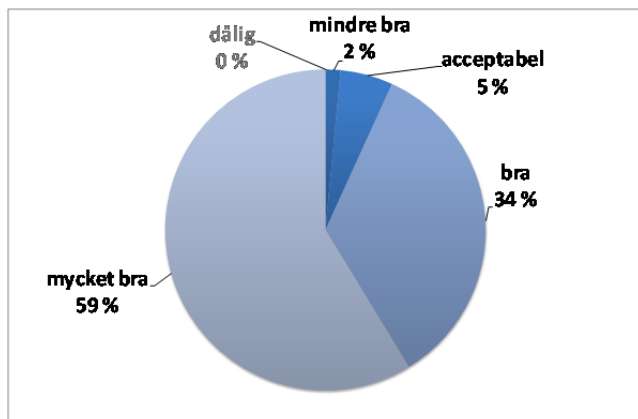
Fråga 1 – Vilken värmekälla har ni erfarenhet av, innan er värmepump installerades?

Flera svarsalternativ kunde väljas och resultatet visar därför vilka de vanligaste erfarenheterna är utan att ge ett mått på antalet svar. Svaren visar tidigare erfarenheter av värmekällor och påverkas av boende i villa eller lägenhet. Frågan är ställd utifrån hypotesen att tidigare erfarenhet kan påverka hur värmepumpsinstallationen uppfattas. Olja, direktverkande el och ved eller pellets är de som flest har erfarenhet av och några har även haft värmepump eller fjärrvärme.



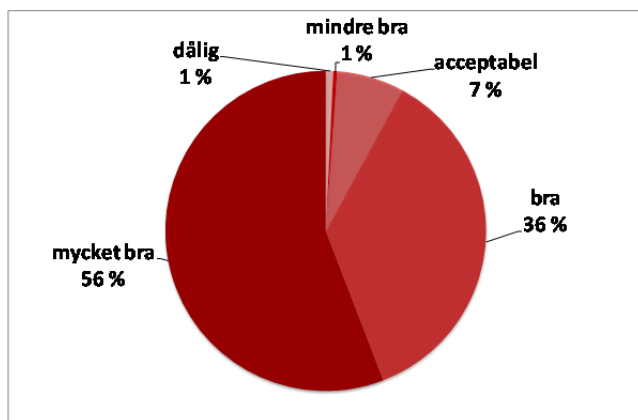
Fråga 2 – Hur upplever ni mängden varmvatten som er värmepump ger?

Frågan om upplevelse av mängden varmvatten visar ett bra resultat, de flesta är väldigt nöjda med mängden. Kommentarer visar att det finns en medvetenhet om att ertillsats stöttar vid större behov. Flera av de som har angett mycket bra kommenterar med att det räcker till bubbelbad och flitigt duschande tonåringar. De som är mindre nöjda har svårt att få vattnet att räckta till bad.



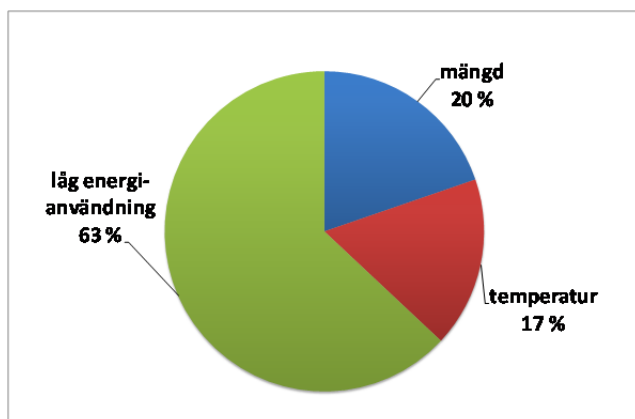
Fråga 3 – Hur upplever ni temperaturen på varmvatten som er värmepump ger?

Upplevelsen av temperaturen är bra, eller framför allt mycket bra. De är få som har problem med temperaturnivån. (Här har det också hänt mycket de senaste åren.?)



Fråga 4 – Vad tycker ni är viktigast av alternativen nedan?

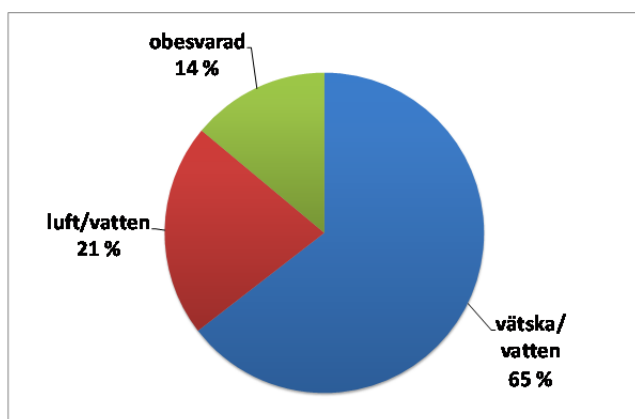
Här efterfrågas en prioritering av mängd, temperatur och låg energianvändning. Eftersom alla tre är viktiga kommenterade några att det var svårt att välja. Det förväntade svaret är låg energianvändning då det rimligen är ekonomifrågan som styr i valet att installera värmepump. Svaren indikerar att komfortfrågorna gällande mängd och temperatur inte är försumbara och möjligen bedömdes även dessa faktorer vid val av värmepump. Ett annat alternativ är att några av de som prioriterar komfort kan ha sett begränsningar i efterhand med sin värmepump.



Fråga 5 – Kategorisering

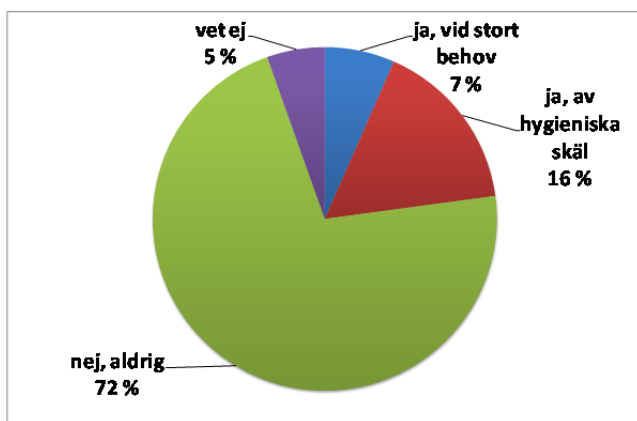
Kategoriseringen av installerade värmepumpar är gjord i efterhand. I frågan ombads svararen att ange modell och fabrikat på sin värmepump, eftersom det bedömdes som enkelt för dem att läsa på märkplåt eller instruktionsbok. Inte helt oväntat är det ändå en fråga som många inte har svarat på. Svaren representerar urvalet väl; fler vätska/vatten installationer än installationer av luft/vatten fanns med i adresslistan. Bedöms upplevelsen av mängd och temperatur utifrån vilken kategori värmepumpen tillhör och kan man se en fördelning liknande den redovisade för fråga 2 och 3. Den stora majoriteten svarar mycket bra och bra oavsett kategori. För kategorin luft/vatten tillhör ca 85 % av svaren dessa två alternativ och fördelningen mellan dem är jämn. Motsvarande för kategorin vätska/vatten är 97 % varav ca 60 % svarar mycket bra.

I samband med modellbeteckning efterfrågades även volym för separat varmvattenberedare, dock erhöles för få svar för att kunna göra någon tolkning utifrån detta.



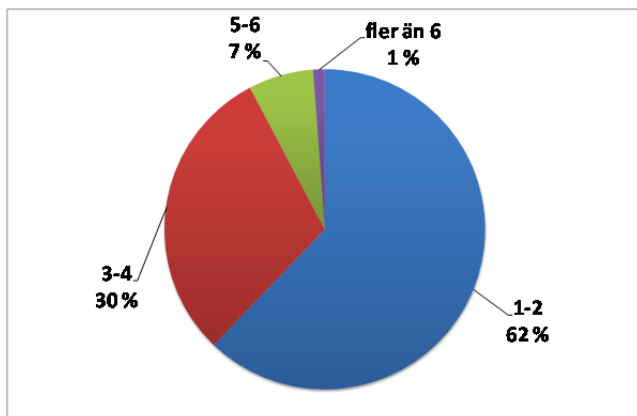
Fråga 6 – Brukar ni periodvis höja temperaturen på varmvattnet via värmepumpen?

Flera svarsalternativ kunde väljas. Resultatet visar att det finns många som inte gör någon förändring av inställningarna och detta kan bero på att installationen är så ny att de inte hunnit göra detta ännu. Alla som kommenterat att det görs för att döda legionellabakterier har redovisats under hygieniska skäl. I gruppen som svarat nej, aldrig kan det ändå finnas en fabriksinställning med periodvis temperaturhöjning aktiverad för avdödning av bakterier. Fabriksinställningarna för periodvis temperaturhöjning skiljer sig åt mellan tillverkarna, en del har den aktiverad och andra har det inte.



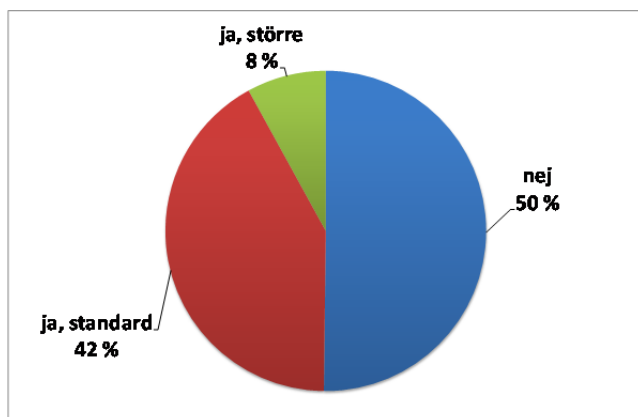
Fråga 7 – Hur många är ni i hushållet?

De flesta som svarat är en till två personer därefter kommer de som är tre till fyra. Detta visar även något om åldersfördelningen. De flesta i gruppen med två personer kan antas vara lite äldre där barnen flyttat ut och det baseras delvis på kommentarer. Barnfamiljerna finns i de resterande grupperna 3-4 och 5-6 eller fler. Vid en jämförelse mellan gruppen 1-2 personer och övriga gällande upplevelsen av mängd och temperatur ser fördelningen liknande ut i de båda grupperna, de är lika nöjda respektive missnöjda.



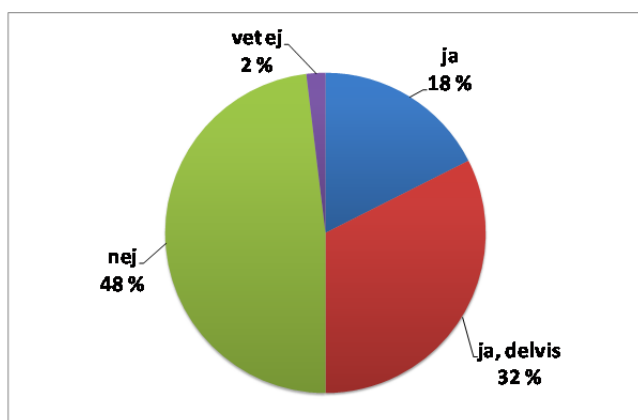
Fråga 8 – Har ni badkar?

Frågan är ställd för att belysa behovet av varmvatten. Svaren visar att hälften har ett badkar och hälften har det inte. Dock kommenterar många om att det sällan används medan några av de som har större badkar kommenterar att varmvattenberedarens volym har anpassats efter detta behov.

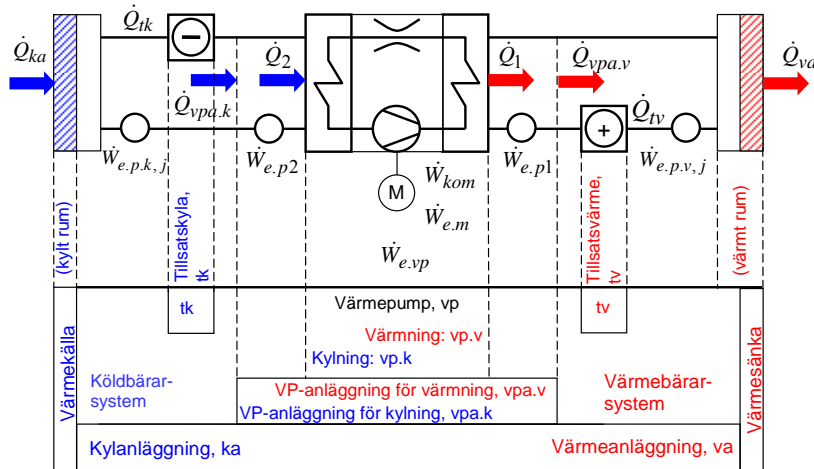


Fråga 9 – Har ni snålspolande armatur (duschkunstycke, kran etc.) för dusch och bad?

Svaren visar hur det ser ut och svarar inte på orsaken till fördelningen mellan ja och nej. Här vore det intressant att fråga efter deras aktiva val.



BILAGA – Systemgränser



$$W_{ep1} = \sum_{i=1}^n W_{ep1,i} \quad \text{and} \quad W_{ep2} = \sum_{j=1}^n W_{ep2,j}$$

1 = kondensersida

2 = förångarsida

Förkortningar:

va	värmeanläggning
vp	värmepump
v	värme
rv	rumsvärme
vvb	varmvattenberedning/tappvattenvärmning
vv	tappvarmvatten
pl	parallell drift, värme och varmvatten
tv	tillsatsvärme
e	elektrisk
m	motor
p	pump eller fläkt
k	kyla

