



CHALMERS
INSTALLATIONSTEKNIK

EFFSYS 2

Effektivare kyl- och värmepumpssystem

Rapport R2010:03

TAPPVATTENVÄRMNING MED VÄRMEPUMP

– ALTERNATIVA SYSTEMLÖSNINGAR FÖR
VARMVATTEN OCH VÄRME

Per Fahlén och Jessica Erlandsson

Göteborg
Juni 2010

TAPPVATTENVÄRMNING MED VÄRMEPUMP – Alternativa systemlösningar för varmvatten och värme

Per Fahlén och Jessica Erlandsson

© PER FAHLÉN, 2010

Report R2010:03
Building Services Engineering
Department of Energy and Environment
Chalmers University of Technology
S_412 96 GÖTEBORG
Sweden
Telephone +46 (0)31 772 1000

ISSN 1652-6007

HEAT PUMP WATER HEATERS

- Alternative system solutions for hot water and space heating

PER FAHLÉN and JESSICA ERLANDSSON

Building Services Engineering

Chalmers University of Technology

Summary

Demand for space heating decreases in Swedish dwellings due to better building components, heat recovery etc. while the demand for hot water tends to increase regarding quantity as well as temperature (e.g. in consideration of Legionella). Hence the relative importance of hot tap water increases while experience indicates that precisely water heating reduces the seasonal performance factor of heat pump systems. Therefore, in this project we have analyzed the demand and functional requirements of heat pump systems for heating of sanitary water and the consequences these requirements have on system design, sizing of power and storage volume, control etc. The following issues have been addressed:

- How shall heat pump systems be designed to satisfy the demand for hot water with a low use of energy?
- Is there a need to revise the legislation, building code or standards for sizing, testing and presentation of performance?
- How is the combination of space heating and hot water addressed in calculations of the seasonal performance factor of a heat pump system?

Work has also included a screening of current system solutions and performance. The following results and conclusions are presented in this report (the project, however, will continue):

- A literature review indicates a lack of general research on heat pumps for combined space heating and hot water.
- Previous field tests on heat pumps generally lack detailed information on water heating but results indicate that the coefficient of performance is low.
- An enquiry, based on a questionnaire, indicates that users in general are satisfied with the available quantity and temperature of hot water.
- The enquiry also indicates that users prioritize operational economy (this is one reason for choosing a heat pump in the first place).
- The report describes a heat pump solution that has the potential of replacing by a single design a multitude of solutions which are currently necessary due to different market requirements.
- The report also shows that this solution can give a high coefficient of performance for the combination of space heating and water heating. An existing single-family house has, after conversion to this heat pump system, reduced the total purchased energy from 25 to 9 MWh per year. Excluding household electricity the figures are 20 and 4.5 MWh respectively (133 and 30 kWh/m²/year).

Keywords: control, coefficient of performance, COP, domestic hot water, heat pump, heat pump water heater, hot water demand, hot water legislation, sanitary hot water, system solution.

TAPPVATTENVÄRMNING MED VÄRMEPUMP

- Alternativa systemlösningar för varmvatten och värme

PER FAHLÉN och JESSICA ERLANDSSON

Installationsteknik, Institutionen för Energi och Miljö

Chalmers tekniska högskola AB

Sammanfattning

Rumsvärmebehoven i svenska bostäder minskar p.g.a. bättre byggnadsdelar, värmeåtervinning etc. medan kraven på varmvatten tenderar att öka m.a.p. mängd och temperatur (bl.a. med hänsyn till Legionellafrågor). Därmed ökar den relativa betydelsen för tappvarmvatten medan erfarenheten visar att just tappvattenvärmning kraftigt reducerar systemårsfaktorn för värmepumpssystem. Därför har vi i detta arbete analyserat behov och funktionskrav på värmepumpssystem för tappvatten samt vilka konsekvenser kraven får för systemutformning, dimensionering av effekt och ackumulerad volym, styrning etc. Följande frågeställningar belyses:

- Hur ska värmepumpssystem utformas för att tillgodose varmvattenbehov med låg energianvändning?
- Finns det behov av att revidera normer för dimensionering, provning och redovisning av prestanda?
- Hur hanteras kombinationen värme och varmvatten vid årsenergiberäkning av värmepumpssystem?

Arbetet har även omfattat en kartläggning av dagens systemlösningar och prestanda. Följande resultat och slutsatser redovisas i denna rapport (men projekt kommer att fortsätta):

- Litteraturstudier visar på en avsaknad av generell forskning om värmepumpar för varmvatten och värme.
- Äldre fältmätningar på värmepumpar saknar i stor utsträckning detaljerad information om tappvattenvärmning men resultaten indikerar att värmefaktorn blir låg.
- Enkätstudier visar att brukarna till övervägande del är mycket nöjda med både mängd och temperatur på varmvattnet (tidigare erfarenheter har varit sämre).
- Enkätstudier visar att brukarna prioriterar driftsekonomi (bl.a. därför väljer man värmepump).
- Rapporten beskriver en värmepumpslösning som kan ersätta behovet av flera olika lösningar beroende på olika krav på olika marknader.
- Rapporten visar också att denna lösning kan ge en hög värmefaktor för kombinationen värme och varmvatten. Ett befinnligt direktelvärt småhus har efter konvertering sänkt den totala el-användningen från 25 till 9 MWh per år. Exklusive hushållsel blir motsvarande 20 respektive 4,5 MWh (133 and 30 kWh/m²/år).

Nyckelord: COP, styrning, systemlösning, varmvatten, varmvattenbehov, varmvattennormer, varmvattenberedare, vattenvärmare, värmefaktor, värmepump.

Förord

Denna rapport behandlar ett forskningsprojekt som genomförts vid avdelningen för Installationsteknik, institutionen för Energi och Miljö, Chalmers tekniska högskola. Projektet har haft titeln:

Tappvattenvärmning med värmepump - Alternativa systemlösningar för varmvatten och värme

och har finansierats av 16 företag samt Energimyndighetens forskningsprogram Effsys 2. Energimyndighetens beteckning är

Dnr: 2008-4427

Beslut: -1288-43

Arbetsnummer: P11

Vi vill tacka alla medverkande för gott samarbete med en förhoppning om en snar fortsättning.

Göteborg

Juni 2010

Per Fahlén och Jessica Erlandsson

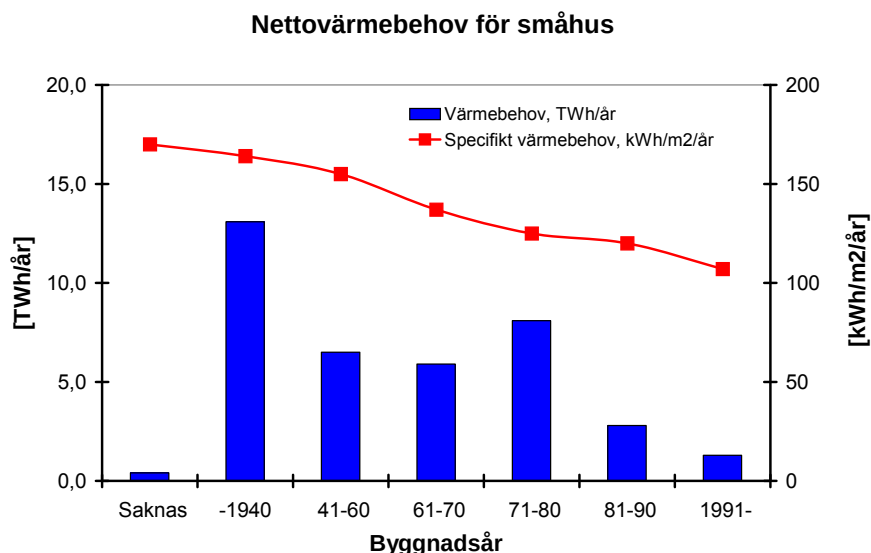
Innehåll	Page
Summary	ii
Sammanfattning	iii
Förord	iv
1 Inledning	1
1.1 Bakgrund	1
1.2 Syfte och mål	2
1.3 Projektdeltagare	4
2 Projektets genomförande	5
2.1 Frågeställningar	5
2.2 Projektplan	6
2.3 Förväntade resultat	7
3 Fallstudier	9
3.1 Småhus i Borås	9
3.2 Småhus i Kivik	16
3.3 Sportanläggning i Göteborg	17
3.4 Skola i Sandhult	18
4 Resultat	19
4.1 Kunskapssammanställning	19
4.2 Behovsanalys	22
4.3 Normer och normkrav	27
4.4 Dimensionering	33
4.5 Systemlösningar	37
4.6 Fallstudier	39
4.7 Laboratoriemätningar	48
4.8 Modeller	49
4.9 Ekonomi	50
4.10 Resultatspridning	59
5 Diskussion och slutsatser	63
5.1 Diskussion	63
5.2 Kommersialiseringsmöjligheter	64
5.3 Slutsatser	66
6 Referenser	67
Bilaga B1: Symboler, förkortningar, definitioner	B1:1- 8
Bilaga B2: Enkätfrågor	B2:1- 2
Bilaga B3: Tolkning av varmvattenkrav - Exempel	B3:1- 4
Bilaga B4: Koppling mellan isolering och nyttig volym	B4:1- 6
Bilaga B5: Energitäkningsgrad och kapitalkostnad (Mathcad)	B5:1- 6
Bilaga B6: Värmepumpsmodell (Mathcad)	B6:1- 5
Bilaga B7: Värmepumpens styrsystem (Boråsanläggningen)	B7:1-12
Bilaga B8: Resultat från långtidsmätningar (Boråsanläggningen)	B8:1-12

1 Inledning

I en förstudie till Effsys 2 programmet gjordes en inventering av forskningsbehovet för värmepumpar. Ett av de tydligast utpekade områdena var tappvattenvärmning med värmepump. I en ansats att bidra till den efterfrågade kunskapsuppbyggnaden behandlar denna rapport projektet **"Tappvattenvärmning med värmepump - Alternativa systemlösningar för varmvatten och värme"**. Projektet behandlar **tappvattenuppvärmning** med beaktande av **optimal styrning, nytänkande** vid användning av plattvärmväxlare samt tillämpning i **flerbostadshus** och småhus inklusive **småhus med direktverkande el** (nyckelorden i fetstil är tagna från Effsys SWOT-analys 2006-08-28).

1.1 Bakgrund

Bostäders behov av värme för rumsuppvärmning har stadigt minskat^[6]. Däremot har användningen av varmvatten tenderat att öka. Detta har förskjutit förhållandet mellan värme och varmvatten från 4-5 i äldre hus till 1-2 i moderna småhus och flerbostadshus^[40]. Därmed ökar också den relativa betydelsen av att ha en effektiv lösning för värmning av tappvatten i värmepumpsinstallationer. Detta avspeglar sig också i resultat från fältmätningar^[62] där värmefaktorn inte ökar med ökande utetemperatur i den omfattning som enkla energiberäkningsprogram förespeglar. En annan viktig förändring under senare år är oron för legionella, vilken drivit upp kraven på varmvattnets temperatur. Den höga temperaturen har en betydande negativ påverkan på värmefaktor och effekt i konventionella lösningar. Dessutom har de tekniska förutsättningarna ändrat sig markant de senaste 25 åren. Nya komponenter, t.ex. elektroniskt styrda ventiler, kapacitetsreglerade pumpar och kompressorer, effektiva plattvärmväxlare etc., samt nya köldmedier, både naturliga och syntetiska, ger nya förutsättningar.



Figur 1.1 Utvecklingen av totalt och specifikt värmebehov ($\text{kWh/m}^2/\text{år}$) för uppvärmning av småhus (hela beståndet). Nya småhus kan ligga under $50 \text{ kWh/m}^2/\text{år}$.

Under senare år har det inte gjorts särskilt många generella studier om för- och nackdelar med olika systemlösningar för tappvattenvärmning, trots att behov och tekniska förutsättningar har ändrats högst påtagligt. På 1980-talet gjordes vissa

studier, både teoretiska och praktiska^[1, 35], och Stipanuk^[66] presenterar en allmänt hållen diskussion om förutsättningarna för rena tappvattenvärmepumpar. Däremot finns många rapporter och artiklar om specifika lösningar och ett projekt med en ny lösning av kombinerad värmning av värmevatten och tappvatten genomfördes inom Effsys I^[21, 23]. Forskning om tappvattensystem har också lyfts fram av värmepumpstillverkarna som ett intressant område inom det fortsatta Effsys-programmet.

Problemställningen berör således kopplingen mellan värmepump, tappvattenvärmning och värmesystem samt hur behov (mängd, temperatur), dimensionering, systemlösning och styrning påverkar systemverkningsgraden, energitäckningen samt den erforderliga toppeffekten^[4, 5]. I arbetet med systemlösning ingår också att studera alternativa val av köldmedier. T.ex. kan koldioxid, som i normala tillämpningar för uppvärmning inte är ett förstahandsval m.a.p. värmefaktor, vara betydligt intressantare i tillämpningar med stor andel tappvattenvärmning. I arbetet har vi använt nomenklatur enligt BBR^[2], svensk standard^[63-65] och europeisk standard^[8] (se bilaga B1).

1.2 Syfte och mål

Mål för forskningsprojektet: Att ge kunskap om vilka nuvarande och framtida krav som ställs på värmepumpssystem för värme och varmvatten med tonvikten på tappvattenlösningar. Att ge kunskap om funktionskritiska egenskaper och underlag för att välja systemlösning för olika funktionskrav.

Tillämpningen är i första hand nybyggda småhus eller befintliga el-värmda småhus med låga värmebehov. I andra hand kommer även befintliga flerbostadshus att behandlas eftersom dessa har en relation mellan behoven av värme och varmvatten som liknar moderna småhus. I tredje hand beaktas befintliga småhus med relativt sätt mindre andel tappvattenvärmning (denna grupp har emellertid den största absoluta potentialen).

Mål för marknadspenetration: Att identifiera systemlösningar för värmning av tappvatten och rum med värmepump som ger en ökning av systemårsfaktorn med minst 20 % vid given kravspecifikation (temperatur, kvantitet) och kostnad. Den kommersiella potentialen är stor, speciellt i det befintliga beståndet av småhus (mer än 500 000 befintliga värmepumpar kan vid utbytesbehov ersättas med effektivare enheter och det finns lika många småhus som ännu inte har värmepump). Även i flerbostadshus kan förbättrade varmvattenlösningar göra värmepumpar intressantare som alternativ till exempelvis fjärrvärme.

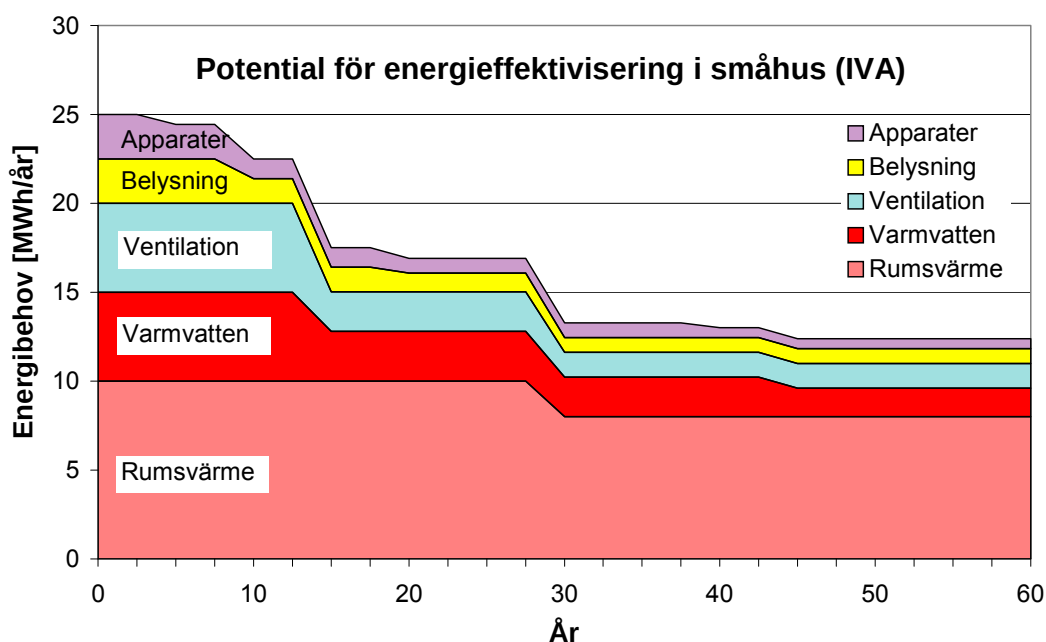
Exempel på besparingspotential:

- 1) Elektriska vattenvärmare ersätts med värmepump ($COP_{vv} = 2,8$) i Europa ger 50-60 TWh per år i el-besparing.
- 2) Elektriska vattenvärmare ersätts med värmepump ($COP_{vv} = 2,8$) i Sverige, 300 000 hushåll ger 0,7-1 TWh per år i el-besparing.
- 3) Befintliga värmepumpar (600 000) byts mot 20 % effektivare enheter. Ger ca. 0,2 TWh per år i el-besparing.

I projektet har vi identifierat följande delmål:

- En litteraturoversikt.
- En sammanställning av funktionskritiska egenskaper för tappvattensystem med värmepump ("kravspecifikation" baserad på beteendestudier samt konsument- och tillverkarsynpunkter).
- Praktiska erfarenheter från laboratorie^[11, 12]- och fältmätningar^[62].
- Kunskap om dagsläget för systemlösningar och systemverkningsgrader för tappvattenvärmning.
- Kunskap om svaga punkter och förbättringspotential för dagens system. Teoribildning, modellering.
- Kunskap om skillnader mellan alternativa systemlösningar. Syntes.
- Kunskap om förbättringspotential vid användning av effektivare komponenter (inklusive alternativa köldmedier). Simulering, analys.
- Kunskap om förbättringspotential vid användning av effektivare styrning. Simulering, analys.
- Resultatredovisning: Minst 3 konferensbidrag, 3 artiklar och en licentiat uppsats (projektet pågår året ut och en licentiatuppsats kommer att presenteras vid årsskiftet).

Slutmålet är att ge ett underlag för ett rationellt teknikval beträffande lösningar för att värma tappvatten, normalt i kombination med rumsvärmning. Arbetet omfattar energieffektivitet, ekonomi samt drift och underhållsaspekter. Det skall vara möjligt att genomföra en kostnadseffektiv konvertering av ett direktelvämt småhus som redan idag kan resultera i ett lägre behov av köpt energi än den halvering som IVA hade som målsättning i sin Energiframsyn (se Figur 1.2). Eftersom projektet fortsätter innefattar denna rapport bara delar av projektplanens alla delmål. Vi har gjort en inledande kravanalys (mängd och temperatur) och studerat potentialen för lagring i dött vatten. Det fortsatta arbetet kommer att behandla alternativa sätt att nå lagringstemperaturen (t.ex. val av köldmedium, varvtalsstyrning, flerstegsprocesser, hetgasväxlare, underkylare etc.).



Figur 1.2 IVA:s målsättning för år 2050; halvering av total mängd köpt energi till ett typiskt el-värmt småhus från 25 till 12,5 MWh/år.

1.3 Projektdeltagare

Forskningsprojektet **Tappvattenvärmning med värmepump - Alternativa systemlösningar för varmvatten och värme** har genomförts i nära samarbete mellan en forskargrupp vid Chalmers tekniska högskola och 16 företag.

Forskargrupp

Forskargruppen finns vid avdelningen för Installationsteknik vid institutionen för Energi och Miljö. Följande personer har medverkat:

Installationsteknik

Projektledare,
Huvudhandledare
Professor Per Fahlén
031-772 11 42
per.fahlen@chalmers.se

Forskare,
Doktorand
Jessica Erlandsson
031-772 11 48
jessica.erlandsson@chalmers.se

Forskare,
Handledare
Torbjörn Lindholm
031-772 11 47
torbjorn.lindholm@chalmers.se



Företag

- Alfa Laval Lund AB, PO Box 38, SE-372 21 RONNEBY
- Boröpannan AB, Bangårdsvägen 1, 952 31 KALIX.
- Berglöv Kylteknologi AB, Nysätravägen 24, S-131 33 Nacka
- CTC, Division of Enertech AB, Box 309, S-341 26 LJUNGBY
- Esbe AB, Box 47, 330 21 REFTELE
- Grundfos AB, Box 333, 431 24 MÖLNDAL
- IVT AB, Box 1012, 573 28 TRANÅS
- Nibe AB, Box 14, 285 21 MARKARYD
- SP Sveriges tekniska forskningsinstitut AB, Box 857, 501 15 BORÅS
- Strömsnäspannan, Glasbruksvägen, 28734 STRÖMSNÄSBRUK
- SWEP AB, Box 105, 261 22 LANDSKRONA
- TAC, Jägershillgatan 18, 213 75 MALMÖ
- Thermia Värme AB, Box 950, 671 29 ARVIKA
- Viessmann Värmeteknik, Gunnebogatan 34, 163 53 SPÅNGA
- Villeroy&Bosch, Industrigatan 1, 447 81 VÅRGÅRDA
- Wilo AB, Box 3024, 350 33 VÄXJÖ

Dessutom har aktiv medverkan skett från:

- Boverket, Box 534, 371 23 KARLSKRONA (Bertil Jönsson)

Forskningsfinansiär

- Forskningsprogrammet Effsys 2 för effektivare kyl- och värmepumpssystem
Statens Energimyndighet, Kungsgatan 43, Box 310, 631 04 ESKILSTUNA

2 Projektets genomförande

Projektet har genomförts i samarbete mellan Chalmers, SP och företagen. Chalmers har huvudansvaret för genomförandet av forskningsuppgifterna. Företagen medverkar aktivt, både som diskussionspartners för att välja lämpliga komponenter, t.ex. värmeväxlare, pumptyp, ackumulatortank, samt med konstruktion och tillverkning av dessa objekt. Dessutom medverkar företagen vid genomförande av enkäter och annan insamling av konsumentrelaterad information.

2.1 Frågeställningar

Följande frågeställningar behandlas:

- *Behovsanalys*. Mängd, temperatur, väntetid och effekt för återladdning, ekonomi (investering och drift), beteendefrågor och funktionskritiska egenskaper. Betydelsen av olika förutsättningar i befintliga småhus, lågenergihus, flerbostadshus etc.
- *Dimensionering (behovstäckning)*. Ekonomisk känslighet (kopplad till behovsanalys), relation värme - varmvatten (effekt, energi, förluster, ekonomi), inverkan på systemverkningsgraden.
- *Systemlösning*. Indirekta och direkta alternativ, intern eller extern värmeväxlare, förvärmning, underkylning, hetgasväxling, etc.
- *Komponentval (möjligheter till effektivisering)*. Köldmedium, värmeväxlare, kompressor, pumpar, EEV eller TEV (elektronisk eller termostatisk expansionsventil), reglerventiler m.m.
- *Styrning (möjligheter till effektivisering)*. Värme och varmvatten, laddning och tappning, ackumulering och kapacitetsreglering, temperatur och flöde o.s.v.
- *Normer och normkrav*. Genomgång av underlag för dimensionering och provning (underlag till pågående arbeten med ny Europeisk Norm för samtidig värmning av lokaler och varmvatten). Arbetet görs i samverkan med Boverket.
- *Marknadsöversikt*. Genomgång/kartläggning av på marknaden existerande modeller vad gäller systemuppbyggnad, prestanda i form av topptemperatur, tillgänglig volym 40 gradigt varmvatten, COP vid varmvattenvärmning (i förekommande fall även mätning av COP för samtidig husvärmning och tappvattenproduktion).

Arbetet har en stark koppling till tidigare eff-Sys projekt som H6/H22^[41, 48, 49] "Integrerade styrsystem"/"Driftoptimering av värmepumpssystem", H23^[21-24] "Värmepump för värme och varmvatten – Ackumulering och styrning" och H24 "Spetsvärmelösningar för villavärmepumpar". Ett samråd har skett med Boverket och SP och planeras även med SVEP och Konsumentverket/STEM, dels beträffande hantering av tappvattenvärmning vid energiberäkningar^[31, 43] och rimliga konsumentkrav beträffande tappvattentillgång (temperatur, mängd, väntetid), och

dels beträffande frågor om legionella. Installationsteknik och SP har stor erfarenhet av området, både teoretiskt och praktiskt.

2.2 Projektplan

Projektplanen sammanfattas nedan i punkterna 1-8. En utbildningsplan tas fram utifrån den enskilde doktorandens behov enligt Chalmers mall för forskarskolan inom institutionen för Energi och Miljö.

2.2.1 Sammanställning av tidigare arbeten

- Litteratursökning via databas (t.ex. FRIDOC och COMPENDEX).
- Personliga kontakter med branschfolk (tillverkare, branschorganisationer som SVEP, konsulter, installatörer och servicepersonal, brukare och konsumentverk, försäkringsbolag, provnings- och forskningsinstitutioner som SP, DTI, Cetiat, TNO, LTH, KTH, DTU, etc.).

2.2.2 Sammanställning av kritiska funktionsegenskaper

- Inventering från kunskapssammanställningen.
- Behovsanalys (variationsområden för tappvarmvattenbehovet beträffande energi, effekt och temperatur i moderna småhus och flerbostadshus; betendestudier; enkäter; insatser från företag).
- Identifiering av kritiska funktionsegenskaper och formulering av funktionskriterier.

2.2.3 Sammanställning av dagens systemlösningar

- Inventering från kunskapssammanställningen. Gruppering och val av system för vidare studier.
- Analys av förutsättningarna för ett system att motsvara funktionskriterierna enligt del 2.
- Identifiering av svaga punkter för respektive systemlösning (ekonomiskt och ur drift- och underhållssynpunkt; beträffande energi hänvisas till del 4).

2.2.4 Fältmätningar

- Inventering av redan gjorda fältmätningar från kunskapssammanställningen.
- Inventering av behovet för nya mätningar.
- Planering av mätprogram och val av ett tiotal anläggningar för energimätning och ett 50-tal för temperaturmätning.
- Montering av mätutrustning.
- Mätning och analys av resultat.

2.2.5 Teoretisk analys

- Modellering och beräkning av teoretiska systemverkningsgrader (t.ex. för tappvattenvärmning med ackumulering på värmevattensidan istället för tappvattensidan, värmning med konstant eller variabel temperatur, konstant eller variabelt flöde, konstant eller variabel kompressoreffekt, kon-

stanta eller variabla pumpeffekter, olika styrprinciper inklusive givare och givarplacering, olika typer av tankar, olika typer av värmepumpsprocesser som traditionella HFC-lösningar, inkludering av hetgaskylare och kondensatunderkylare, transkritiska koldioxidprocesser etc.).

- Jämförelser mellan beräkning och mätning (i första hand med redan gjorda laboratorieundersökningar).
- Jämförelser av verkningsgrader för de olika systemalternativen.
- Identifiering av svaga punkter för respektive systemlösning (energimåsig, ekonomiskt och ur drift- och underhållssynpunkt).

2.2.6 Framtagning av testobjekt

Förslag till två olika systemlösningar, som bedöms vara effektiva, samt simulering av deras funktion.

- Specifikation av system och komponenter.
- Specifikation av mätpunkter och givare
- Byggnad av prototyper.

2.2.7 Mätning på testinstallation

- Kalibrering/kontroll av givare.
- Mätning av pumpeffekter, varmvattenmängd, värme och temperaturnivåer i värmesystemet.
- Utvärdering av mätningar och jämförelse med den teoretiska analysen.

2.2.8 Rapportering

- Resultat och jämförelser rapporteras på konferenser och i tidskriftsartiklar.
- Rapporteringen avslutas med en licentiatuppsats.

Vi avser att fortsätta projektet ytterligare en period med sikte mot en doktorsavhandling för doktoranden. Försättnings inriktning blir avhängig utfallet i denna första delstudie.

2.3 Förväntade resultat

Projektet förväntas ge en översikt över olika systemlösningar för att värma tappvatten med värmepump, normalt i kombination med rumsvärmning, systemens egenskaper samt under vilka förutsättningar en lösning är mer intressant än en annan. Exempelvis är det intressant att veta vilken andel tappvatten och vilken temperaturnivå som krävs för att värmepumpar med koldioxid som köldmedium ska bli effektivare än system med HC-, HF- eller HFC-köldmedier. Det är också intressant att veta hur relationen mellan värmepumpseffekt, ackumulerad volym och varmvattenbehov (temperaturnivå och energi) påverkar systemets verkningsgrad, dimensionerande el-effekt och återuppladdningstid (väntetid till användbar tappvattentemperatur).

Arbetet ska resultera i praktiska erfarenheter från laboratorie- och fältmätningar samt underlag för och inledning av en teoretisk modellering för systemberäkningar. Resultaten kan också bidra med underlag för att utveckla det energiberäk-

ningsprogram som togs fram inom eff-Sys I med avseende på hantering av tappvattenvärmning. De förväntade resultaten är:

- *Underlag för dimensionering.* Mängd, temperatur, återladdningseffekt (certifiering, normkrav, konsumentinformation). Betydelsen av olika förutsättningar i befintliga småhus, lågenergihus, flerbostadshus etc.
- *Underlag för systemval.* Möjligheter med ackumulering och kapacitetsreglering (fler frihetsgrader). Betydelsen av "parasiteffekter" (isolerförluster, pumpar, fläktar, ställdon, reläer m.m.).
- *Underlag för val av effektiva tekniska lösningar.* Möjligheterna med olika lösningar (hetgasväxling, underkylning, styrning etc.), alternativa köldmedier, komponentutveckling i form av värmeväxlare, kapacitetsreglering av kompressor och pumpar, motorteknik, elektronisk expansionsventil, reglerventiler m.m.
- *Underlag för indata till beräkningsprogram.* Relation värme - varmvatten, inverkan på SPF, förutsättningar i olika beräkningsprogram (SPF, Prestige, Enorm, Boverket, BV2, IEA, ...).
- *Beräknad systemverkningsgrad.* Resultatjämförelse mellan dagens system och framtida alternativ för olika behovsförutsättningar (värme, varmvatten).
- *Beräknad energitäckning och toppeffekt.* Inverkan av systemlösning och dimensionering (högt el-pris gör att intresset för hög energi- och effekttäckning ökar).
- *Bättre kunskap om marknads- och besparingspotential.*

Det akademiska resultatet förväntas bli en licentiatexamen i slutet av år 2010 samt ett antal vetenskapligt granskade publikationer. Arbetet kommer att ge en plattform för att gå vidare mot en doktorsexamen, främst genom ett utvecklat modelleringsarbete och kompletterande mätningar.

3 Fallstudier

I projektet har vi fyra fallstudier, två småhus, en sportanläggning och en skola. Mätningar har genomförts och utvärderats i ett av småhusen, pågår i det andra småhuset och sportanläggningen samt planeras i skolan. Nedan följer korta beskrivningar av respektive anläggning.

3.1 Småhus i Borås

Småhuset är ett typiskt direktelvärt volymhus från 1970-talet och har haft samma ägare sedan huset byggdes. Huset har varit modellhus i samband med Nutek/Energimyndighetens teknikupphandlingstävlingar på 1990-talet för värmepumpar, FTX-system, varmvattenberedare, intelligenta styrsystem och konvertering från direktel till fjärrvärme. Huset är täthetsmätt och ventilationen återkommande kontrollerad.

3.1.1 Före konvertering till värmepump

Nedan följer information om byggnaden och dess installationer före konverteringen till värmepump.

Allmänt

Plats: Borås

Klimat: Klimatzon 4, årsmedeltemperatur = +6,1 °C (5,8 till 6,3 °C förekommer från SMHI)

Typ: Fristående 1½-planshus, volymbyggt

Byggår: 1977



Byggnad

Uppvärmad yta: $A_{temp} = 140 \text{ (boyta)} + 10 \text{ m}^2 \text{ (biyta)}$

Klimatskärm: - torpargrund, isolering 10 cm
- väggar med isolering 12 cm ($U \approx 0,35 \text{ W/m}^2/\text{K}$),
- fönster med 2-glas ($U \approx 3 \text{ W/m}^2/\text{K}$)
- tak isolerat tillnock (varm vind).

Installationer

Ventilation: F-ventilation, 165 m³/h (0,5 oms/h)

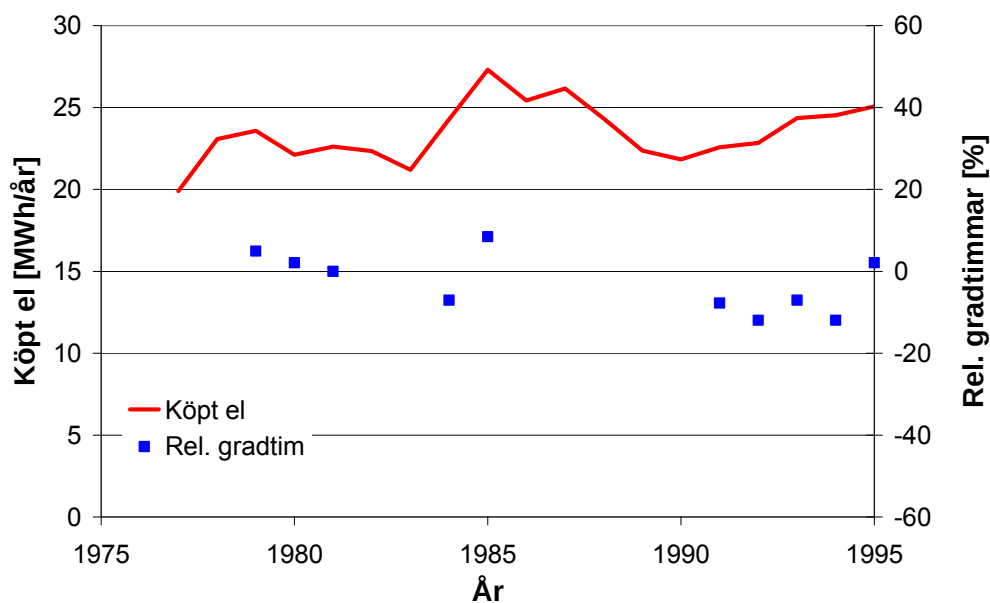
Värme: Direktel, 10,3 kW

Varmvatten: El-beredare, 300 liter, 1,5/3 kW

Energi (köpt energi)

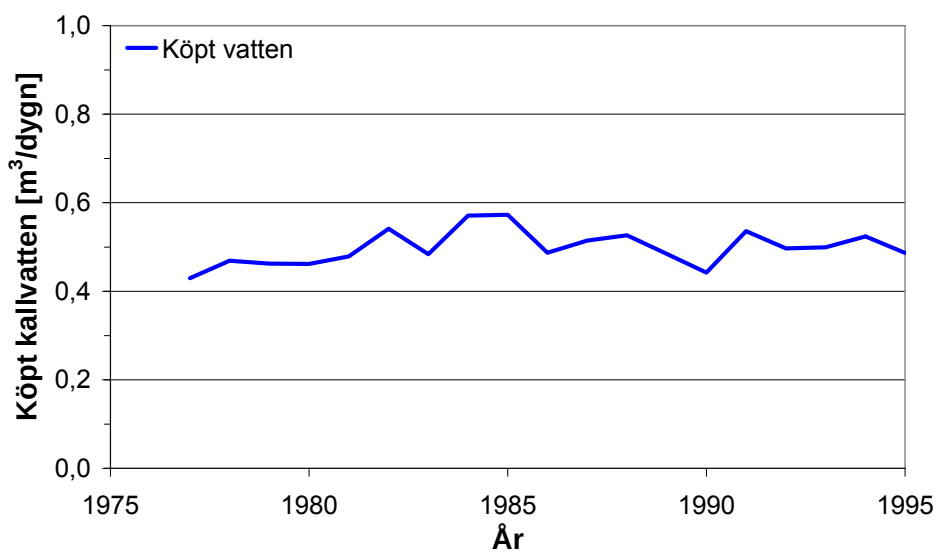
Total el: 25 MWh/år, 167 kWh/m²/år

Figur 3.1 visar totalt köpt el och figur Figur 1.1 totalt köpt mängd vatten under perioden 1977-1997 (från inflyttningsåret till och med första året med värmepump).



Figur 3.1 Totalmängd köpt el från inflyttning (1977) till installation av värmepump (1996). Variationerna för årsmedeltemperaturen finns inlagd uttryckt som relativ förändring i gradtimmar mellan $t_{år}$ (5,8 °C) och t_{rum} (20 °C).

Under perioden 1985-1995 har total mängd köpt el i medel varit 24 +1,4/-2,2 MWh.



Figur 3.2 Köpt mängd kallvatten från inflyttning (1977) till installation av värmepump (1996).

Under perioden 1985-1995 har total mängd köpt kallvatten i medel varit 0,500 +0,036/-0,058 m³/dygn. Efter 1995 har mängden sjunkit (se resultatavsnittet), dels p.g.a. färre antal personer och dels p.g.a. åtgärdande av en läckande toalettstol.

3.1.2 Konvertering I: Värmepump år 1996

I samband med utvärderingen av Nuteks värmepumpstävling installerades en IVT Greenline 4 år 1996. Likadana värmepumpar installerades i 4 andra hus. Fahlén^[15] har formulerat tävlingsspecifikationen beträffande prestanda och ekonomi.

Värmepump

Värmepumpen består av en enkel vätska/vatten värmepump ("kylskåpsmodul" 0,6x0,6x0,6 m) utan varmvattenberedare.

Angiven värmeeffekt (EN255 0/35 och 0/50): $\dot{Q}_{vpa} = 4,09$ och $3,37$ kW

Tillförd driveffekt (EN255 0/35 och 0/50): $\dot{W}_{e,vpa} = 1,16$ och $1,28$ kW

Värmesystem

Enkelt värmesystem bestående av en central fläktkonvektor (se Figur 3.3), en vattenradiator i ett sovrum på övervåningen plus bibehållna el-radiatorer.

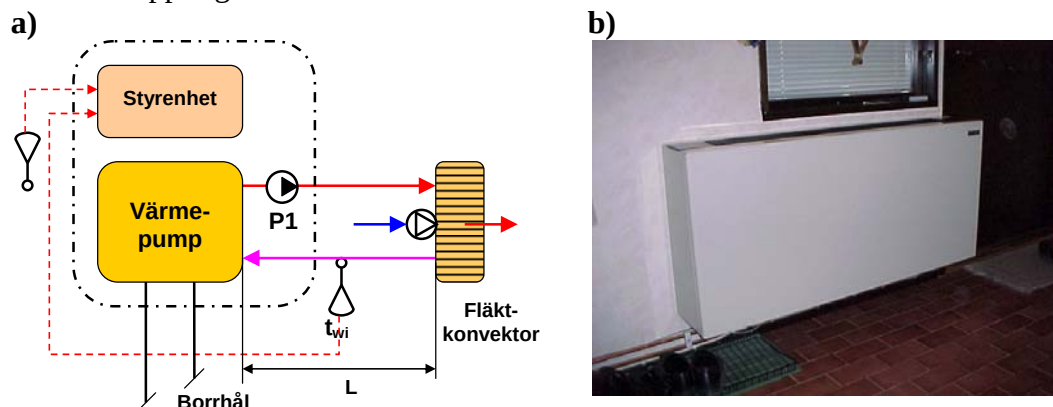
Varmvatten

Bibehållen el-beredare 300 liter, normalt effektläge 1,5 kW.

Styrning

Enkel styrning (utetemperaturbaserad "kurvstyrning") av vattentemperaturen till värmesystemet. Termostaterna till el-radiatorerna sattes ned till +15 °C.

En stor fördel med att sköta tillsatsvärmén via bibehållna el-radiatorer är att man enkelt och snabbt kan få en individuell höjning i ett enskilt rum utan att försämra driften av värmepumpen. Genom att tillsatsen inte görs i vattenkretsen kommer framledningstemperaturen att sjunka när värmepumpen inte längre är heltäckande. Därmed ökar både effekt och värmefaktor i förhållande till en traditionell vattenburen inkoppling.



Figur 3.3 Värmepumpens inkoppling (a) samt placering av den centrala fläktkonvektorn.

En fläktkonvektor enligt ovanstående foto ger en effekt som motsvarar ca 10 radiatorer för en given framledningstemperatur^[21]. Genom att värmeöverföringen blir oförändrad på luftsidan även vid låga vattentemperaturer är det möjligt att nå lika låga eller lägre temperaturer än vad som är möjligt med golvvärme (observera att den luftberörda ytan kan vara uppemot 100 m², d.v.s. ungefär som golvarean, men värmeövergångskoefficienten är 5-10 gånger högre än i fallet med golvvärme).

3.1.4 Konvertering III: Pumpstyrning år 2004

I samband med den ursprungliga installationen 1996 gjorde Fahlén^[19, 28] en analys av hur drivenergi till pumpar och fläktar, s.k. parasiteffekter, påverkar systemårsfaktorn. Återladdningssystem, fläktkonvektorer m.m. höjer köldbärartemperaturen och sänker värmebärartemperaturen. Detta minskar el-energin för kompressordrift men ökar parasiteffekterna. Följande samband^[19, 28] visar hur värmefaktorn påverkas:

$$\frac{\Delta COP_{vp}}{COP_{vp}} = \frac{\Delta COP_{1C}}{COP_{1C}} = \left[\frac{\Delta T_2}{T_1 - T_2} - \frac{T_2}{T_1} \cdot \frac{\Delta T_1}{T_1 - T_2} \right] \approx - \frac{\Delta \dot{W}_{e, vp}}{\dot{W}_{e, vp}}$$

och

$$COP_{vpa} = \frac{\dot{Q}_1 + \dot{W}_{ep1}}{\dot{W}_{e, vpp} + \dot{W}_{ep1} + \dot{W}_{ep2}} =$$

$$= COP_{vp} - \frac{(COP_{vp} - 1) \cdot \dot{W}_{e, p1} + COP_{hp} \cdot \dot{W}_{e, p2}}{\dot{W}_{e, vpa}}$$

Sambanden ovan visar hur värmepumpens värmefaktor ökar när återladdningen höjer förångningstemperaturen (T_2) medan värmepumpsanläggningens värmefaktor sjunker till följd av ökande pumpeffekter för återladdningen (p2) och ökande driveffekt på värmesidan (p1) för att hålla nere kondenseringstemperaturen (T_1). Det bör påpekas att om inte värmesidan lastanpassas för att ta emot den ökade effekt värmepumpen ger vid förhöjd förångning så kommer kondenseringstemperaturen att öka i stort sett lika mycket som förångningstemperaturen. Därmed ökar inte värmefaktorn alls och kan i vissa fall t.o.m. sjunka som följd av återladdning.

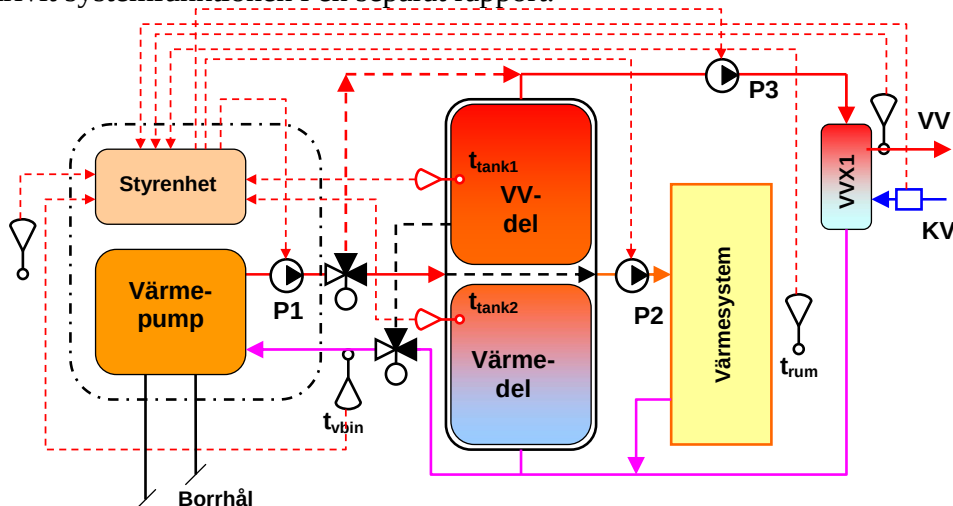
Tabell 3.1 Installerade driveffekter och beräknade drivenergier till ingående strömningsmaskiner.

Funktion	Driv-effekt [W]	Drifttid		Driv-energi [kWh]	Parasit-kvot [-]
		timmar [h]	relativ [-]		
Kompressor	1055	2995	0.34	3159	1.00
Köldbärarpump	96	2995	0.34	288	0.09
Värmebärarpump	48	6595	0.75	317	0.10
Fläktkonvektor	61	6595	0.75	402	0.13
Återladdningspump	37	5498	0.63	203	0.06
Parasitsumma	242			1210	0.38
Total summa	1297			4369	

Tabell 3.1 visar andelen parasiteffekter i relation till kompressoreffekten (parasitkvoten). I den ursprungliga anläggningen var kvoten = 0,5. Genom enkla åtgärder reducerades den till 0,38 och med "state-of-the-art" pumpar och intelligent styrning kan man komma ner till 0,08. Det är uppenbart att normala systemlösningar använder alldeles för stor andel drivenergi, vilket även Granryd^[36, 37] har visat i en principiell studie.

3.1.5 Konvertering IV: Lastanpassning år 2004

En genomgripande ombyggnad av anläggningen gjordes år 2004. Den redan från början förberedda installationen av en specialbyggd tank för lastanpassning av värmepumpens drift mot värmesystemet samt värmning av tappvarmvatten genomfördes. Figur 3.5 visar den principiella uppbyggnaden. Fahlén^[21, 23] har beskrivit systemfunktionen i en separat rapport.



Figur 3.5 Principiell uppbyggnad av systemet efter konvertering IV.

Bilaga 7 sammanfattar styrsystemets principer. En viktig bit har varit att frikoppla värmepumpens drift från varierande förutsättningar i värmesystemet. Genom att värmepumpen bara arbetar mot tanken störs den inte av flödesvariationer. Rums-temperaturen styr varvtalet på radiatorpumpen direkt, utan några reglerventiler.

Tidigare tank

El-beredare: 300 L

Specialtank

Värmesystemvolym: 200 L

Varmvattenvärme: 200 L

Total volym: 400 L

Vattenvärmare: Extern plattvärmväxlare (växlaren är svår att se på fotot men den är enkelt åtkomlig vid behov av byte).

Som framgår av fotot är det inga problem att få plats med en 400 L kombitank och stort expansionskärl i samma utrymme som den gamla 300 L vattenvärmaren (60x60 modul).



Figur 3.6 Installation av den nya ackumulatortanken på den gamla el-vattenvärmarens plats.

3.1.6 Konvertering V: Radiatorkomplettering år 2006

År 2006 gjordes en komplettering med vattenradiatorer. Tidigare fanns en radiator i ett sovrum på övervåningen. Rummet var då ett tonårsrum där dörren oftast var stängd och därmed fanns ingen tillgång till värme från den centralt placerade konvektorn. De kompletterande radiatorerna installerades i första hand av komfortskäl men de har också betytt att den dimensionerande framledningstemperaturen kunnat sänkas ytterligare och den går numera nästan aldrig över 40 °C. Vattenradiatorer finns nu i fyra sovrum samt i ett uppvärmt förråd. Den största betydelsen energimässigt har radiatoren i förrådet (10 m²) haft eftersom den helt ersatt en el-radiator.

3.2 Småhus i Kivik

Nedan följer information om byggnaden och dess installationer.

Allmänt

Plats: Kivik

Klimat: Klimatzon I,
årsmedeltemperatur = +8,0 °C (Lund)

Typ: Fristående 1-plan med källare

Byggår: 1975



Byggnad

Uppvärmad yta: $A_{temp} = 110 \text{ m}^2$ (boyta) + 110 m^2 (inredd och uppvärmd källare)

Klimatskärm:

- källare med betongplatta mot mark
- väggar med isolering 12 cm ($U \approx 0,35 \text{ W/m}^2/\text{K}$),
- fönster med 2-glas ($U \approx 3 \text{ W/m}^2/\text{K}$)
- kallvind isolerad med 30 cm mineralull.

Installationer

Ventilation: S-ventilation

Värme: Elpanna, 9,8 kW, vattenburen värme

Varmvatten: El-beredare, 200 liter, 1,5/3 kW

Energi (köpt energi, normalårskorrigerat)

Total el: 35 MWh/år, 159 kWh/m²/år

Värmepump luft/vatten installerad och tas i drift sommaren 2010.

3.3 Sportanläggning i Göteborg

Nedan följer information om byggnaden och dess installationer.

Allmänt

Plats: Sisjön, Göteborg

Klimat: Klimatzon 2, årsmedeltemperatur = +7,9 °C

Typ: Fristående enplanshus med krypgrund



Byggår: 2005

Byggnad

Uppvärmad yta: $A_{temp} = 250 \text{ m}^2$ + källare under liten del av hus

Installationer

Värme: Bergvärmepump 12 kW, installerad december 2008

Varmvatten: Dubbelmantlad beredare 500 liter + El-beredare, 500 liter
3 kW

Energi (köpt energi, normalårskorrigerat)

Total el: x MWh/år, x kWh/m²/år (uppgifter saknas)

3.4 Skola i Sandhult

En skola i Sandhult utanför Borås har konverterats till värmepump med ett begränsat antal borrhål med återladdning. Skolan ska nu kompletteras med fler och större värmepumpar samt 11 nya borrhål. Planeringen är försenad men vi avser att få med denna anläggning i fas 2.

Fastigheten ägs av Borås stads Lokalförsörjningskontor och har en befintlig värmepumpsinstallation från 2008. I en energideklaration från 2009-07-06 gjord av Borås Energi & Miljö finns utgångsvärden för köpt energi (se Figur 3.7). Skolan består av en gammal byggnad, en mellandel, en gymnastiksal samt en separat förskola (kulvertansluten).

Olja: 119 MWh/år

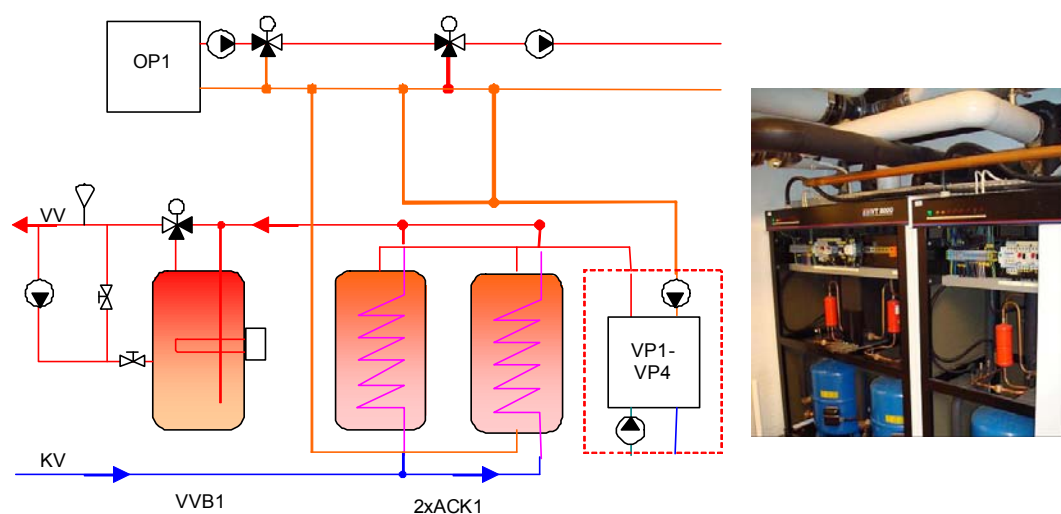
El: 171 MWh/år
(fastighet + verksamhet)

El: 128 MWh/år
(värmepump + spetsel)



Figur 3.7 Skola i Sandhult med data för årlig mängd köpt energi.

Figur 3.8 visar hur värmepumparna (1 till 4) i den befintliga installationen dockats till tankar för värme och varmvatten.



Figur 3.8 Inkoppling av värmepumpar till befintligt system (kommer att byggas om till nästa år).

4 Resultat

Resultaten av arbetet omfattar kunskapssammanställning, behovsanalys, normer och normkrav, dimensionering, systemlösningar, fallstudier, laboratoriemätningar, modellering, ekonomi samt resultatspridning.

4.1 Kunskapssammanställning

Mätningar och undersökningar om faktisk varmvattenanvändning gjordes i Sverige på 1970- och 80-talet. Typiskt är den mycket stora individuella spridning som konstaterats. Det finns också stora skillnader mellan länder. T.ex. har man i Sverige haft en dubbelt så hög användning per person som i Danmark. Tendensen har också varit att användningen ökar.

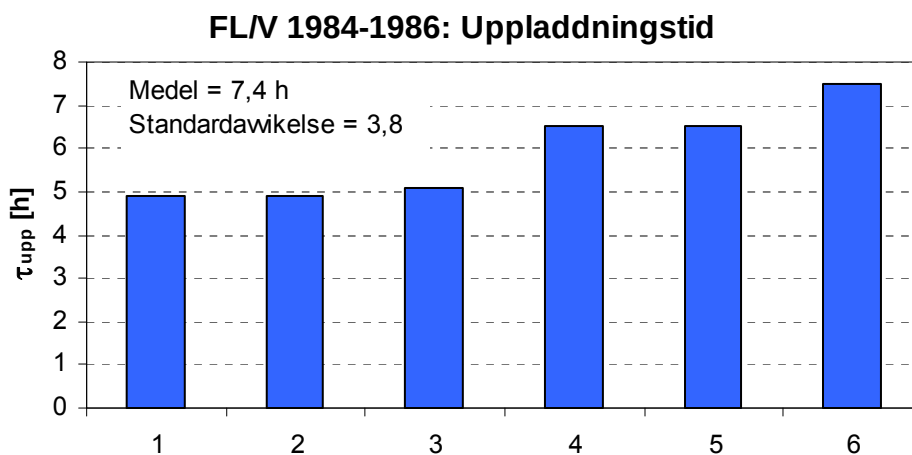
Svensson^[67] har sammanfattat resultat från mätningar och dimensioneringsregler. Det finns få nya undersökningar men gott om äldre mätningar. Spridningen mellan enskilda hushåll i likadana hus kan vara stor. Björk^[3] redovisar en variation mellan 1000-3300 kWh urtappat varmvatten per år vid mätningar i åtta hus. Typiskt brukar man räkna med 4000 kWh per år inklusive isoleringsförluster för ett hushåll med fyra personer.

Det pågår ett arbete med en separat rapport beträffande kunskapssammanställningen. När det gäller metodik för att analysera krav och prioriteringar har Fahln^[14, 32] redovisat ett arbetssätt med identifiering av funktionskritiska storheter. Arbetet bygger på metodik från el-kraft/kärnkraftsindustrin med s.k. FMECA teknik (FMECEA = Failure Mode Effect and Criticality Analysis).

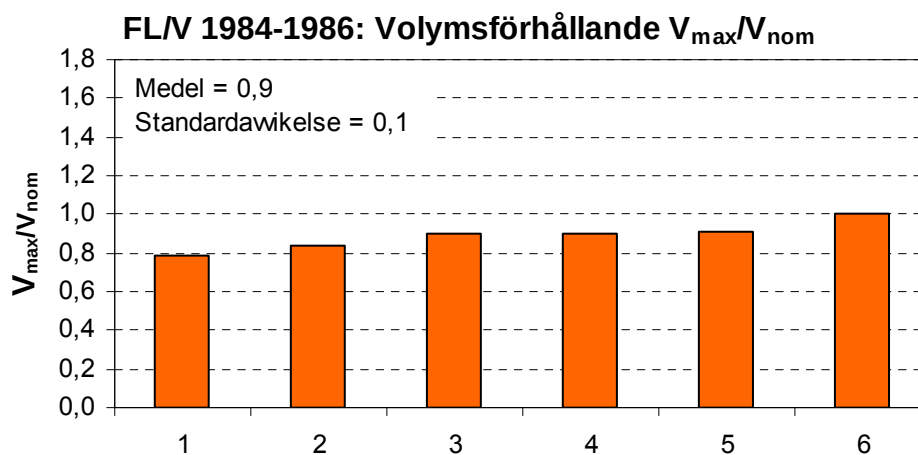
När det gäller analys av system för värme och varmvatten finns få bra rapporter. De bästa för svenska förhållanden gjordes på 1980-talet. Bergström^[1] och Lundin gjorde detaljerade mätningar på ett tjugotal stora frånluftsvärmepumpar i flerbostadshus. Rapporten innehåller mycket intressant information om systemdynamik och varmvattenanvändning. Författarna gör även en del systembeträktelser och diskuterar för- och nackdelar med laddning med konstant flöde respektive konstant temperatur. Som efterföljd till arbetet togs även fram en Nordtesmetod^[55] för laboratorieprovning av stora frånluftsvärmepumpar, inklusive tappvattenanvändning, i flerbostadshus.

Glas^[34, 35] har i två BFR-rapporter presenterat handböcker för utformning av värmepumpar för både värme och varmvatten. Böckerna innehåller mycket information som är generellt användbar men är mer fokuserade på uppvärmning än på varmvatten.

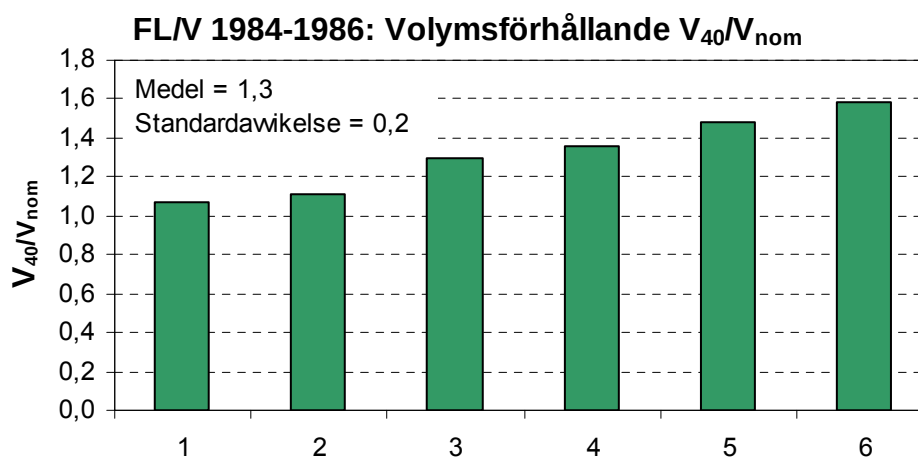
Fahln har redovisat erfarenheter från laboratorieprovningar med värme och varmvatten. Figur 4.1 till Figur 4.5 visar resultat som ger information om skiktningsegenskaper, lagrad energimängd och energieffektivitet.



Figur 4.1 Tiden för att värma varmvattentanken från rumstemperatur till fulladdat tillstånd för några provade frånluftsvärmepumpar.

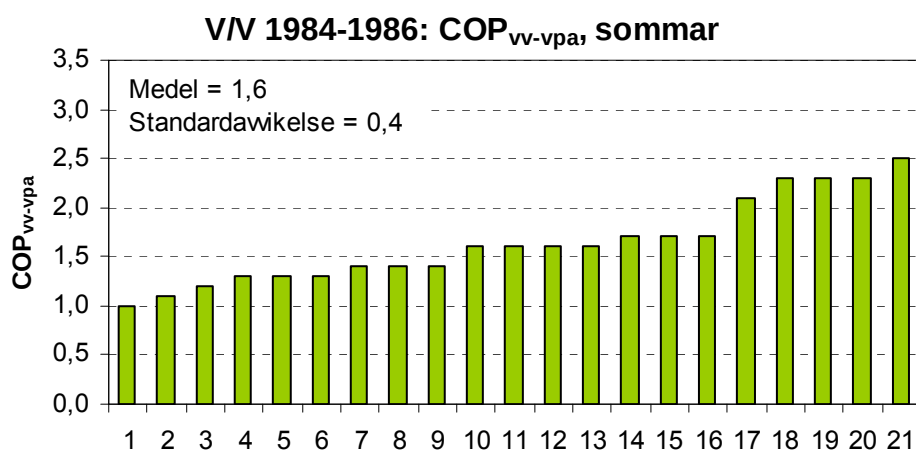


Figur 4.2 Volymsförhållandet V_{max}/V_{nom} för några frånluftsvärmepumpar (se 4.7 beträffande olika godhetstal).

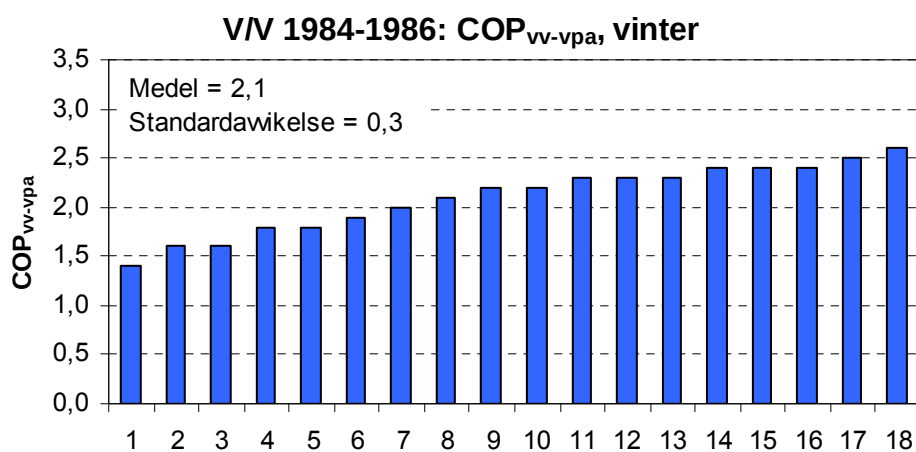


Figur 4.3 Volymsförhållandet V_{40}/V_{nom} för några frånluftsvärmepumpar (se 4.7 beträffande olika godhetstal).

Nedanstående resultat för värmefaktorn visar på ganska låga värden, både i sommar och vinterfallen. I jämförelse nya resultat med stationära värden av typen 0/35 eller 0/50 enligt EN255 ligger värdena i dessa gamla tester en hel enhet lägre.



Figur 4.4 Värmefaktor för tappvattenvärmning för ett antal värmepumpar. Sommarfallet med enbart varmvatten.



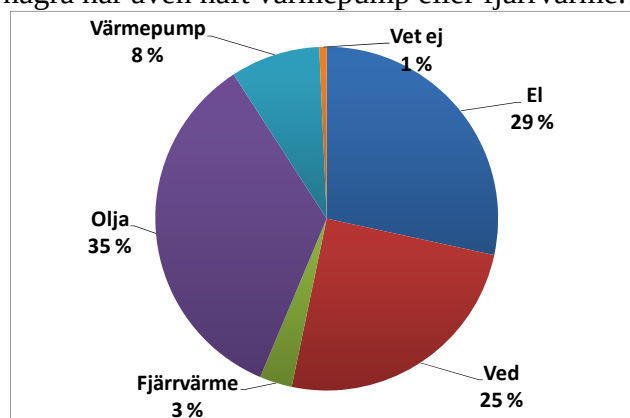
Figur 4.5 Värmefaktor för tappvattenvärmning för ett antal värmepumpar. Vinterfallet med både värme och varmvatten.

4.2 Behovsanalys

Brukarbehoven för varmvatten har analyserats utifrån samtal med tillverkare, jämförelse med specifikationer i en teknikupphandlingstävling för varmvattenberedare, normkrav (se avsnitt 4.3) m.m. men framförallt genom en enkätundersökning. Enkäten, vars utformning framgår av bilaga 2, skickades ut till 464 hushåll under hösten 2009 och var riktad till dem som under det senaste året hade installerat en värmepump. Antalet svar blev 265 vilket innebär en svarsfrekvensen av 57 %. 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 färskare i minnet. Syftet med enkäten var att få en uppfattning om brukarnas behov och upplevelse av varmvatten producerat med värmepump.

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

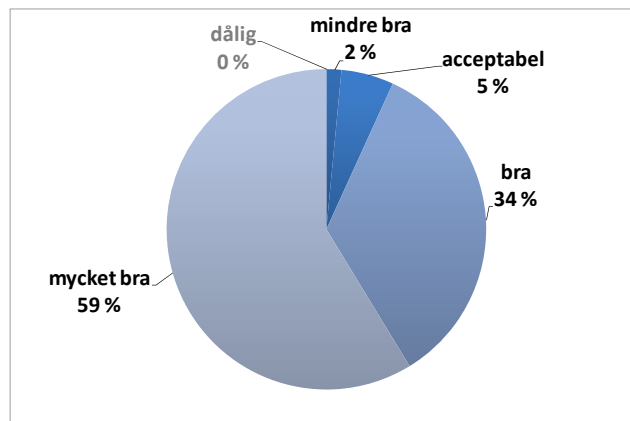
Flera svarsalternativ kunde väljas och resultatet visar därför vilka de vanligaste erfarenheterna är utan att ge ett mått på antalet svar. Svaren visar tidigare erfarenheter av värmekällor och påverkas av boende i villa eller lägenhet. Frågan är ställd utifrån hypotesen att tidigare erfarenhet kan påverka 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.



Figur 4.6 Svartsfördelning på fråga 1 - Tidigare värmekälla.

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

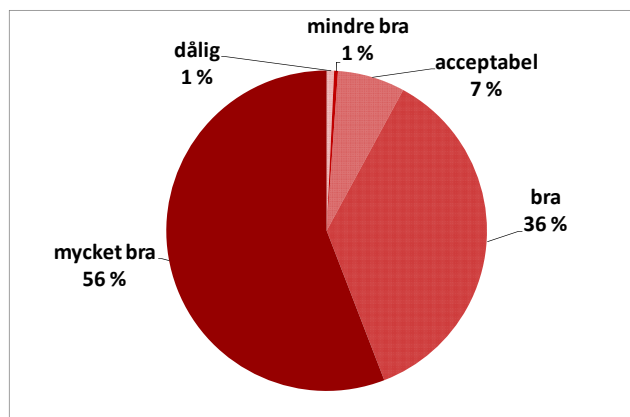
Frågan om upplevelse av mängden varmvatten visar ett bra resultat, de flesta är väldigt nöjda med mängden. Kommentarer visar att det finns en medvetenhet om att el-tillsats stöttar vid större behov. Flera av dem som har angett "mycket bra" kommenterar med att det räcker till bubbelbad och flitigt duschande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



Figur 4.7 Svarsfördelning på fråga 2 - Mängd varmvatten.

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

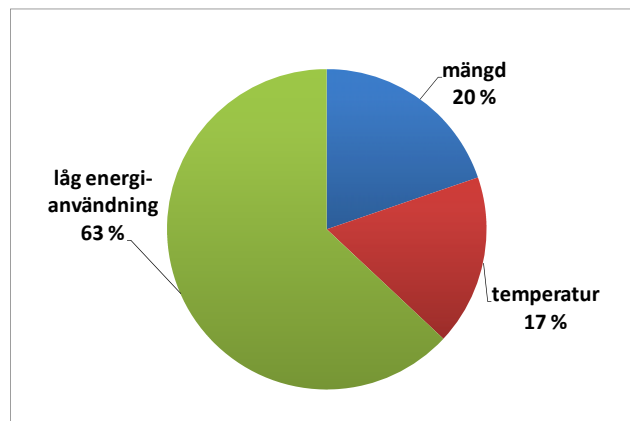
Upplevelsen av temperaturen är bra, eller framför allt mycket bra. Det är få som har problem med temperaturnivån. Det är värt att notera att det är nya värmepumpsmodeller som ingår i studien och därmed förväntas resultatet vara bättre än för äldre system.



Figur 4.8 Svarsfördelning på fråga 3 - Varmvattentemperatur.

4.2.4 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 dem som prioriterar komfort kan ha sett begränsningar i efterhand med sin värmepump.



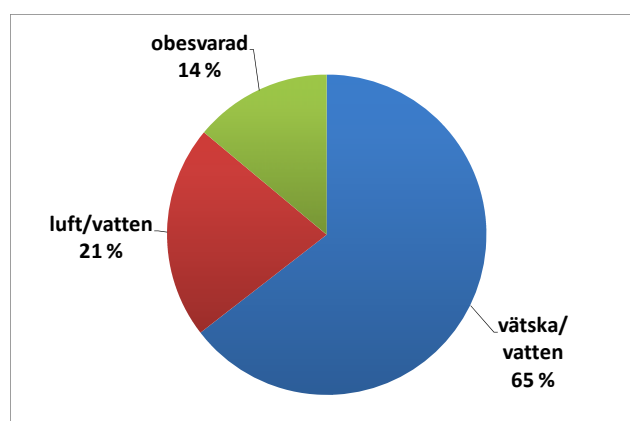
Figur 4.9 Svarsfördelning på fråga 4 - Prioritering.

4.2.5 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 i 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.

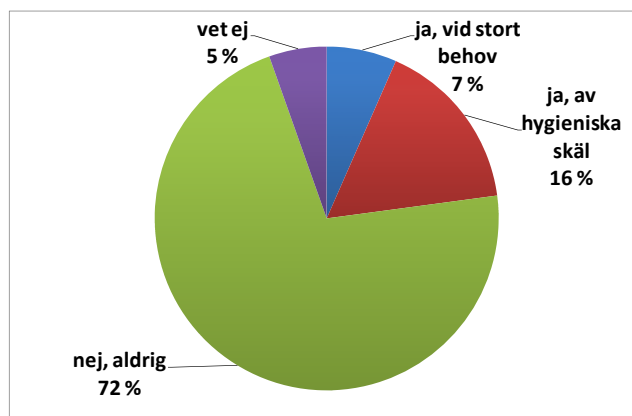
I samband med modellbeteckning efterfrågades även volym för separat varmvattenberedare. Emellertid erhöles för få svar för att kunna göra någon tolkning utifrån detta.



Figur 4.10 Svarsfördelning på fråga 5 - Typ av värmepump.

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

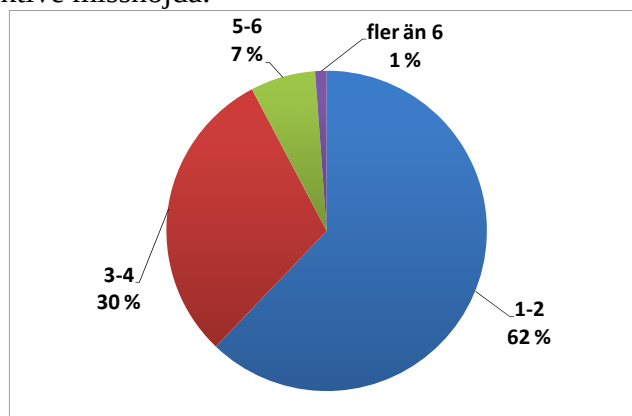
Flera svarsalternativ kunde väljas. Resultatet visar att det finns många som inte gör någon förändring av inställningarna och detta kan bero på att installationen är så ny att de inte hunnit göra detta ännu. Alla som kommenterat att det görs för att döda Legionellabakterier har redovisats under hygieniska 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.



Figur 4.11 Svarsfördelning på fråga 6 - Temperaturhöjning?

4.2.7 Fråga 7 – Hur många är ni i hushållet?

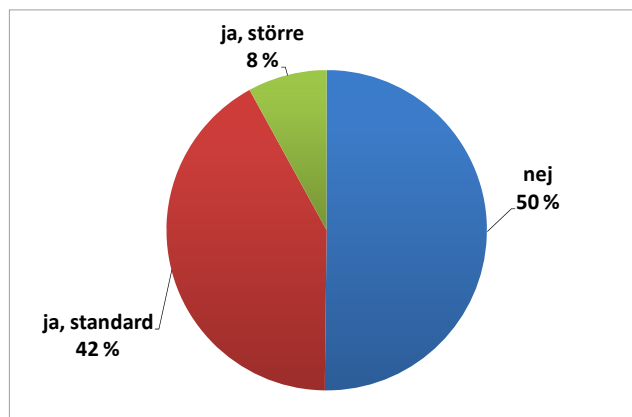
De flesta som svarat är en till två personer, därefter kommer de som är tre till fyra. Detta visar även något om åldersfördelningen. De flesta i gruppen med två personer kan antas vara lite äldre där barnen flyttat ut och det baseras delvis på kommentarer. Barnfamiljerna finns i de resterande grupperna 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.



Figur 4.12 Svarsfördelning på fråga 7 - Antal personer?

4.2.8 Fråga 8 – Har ni badkar?

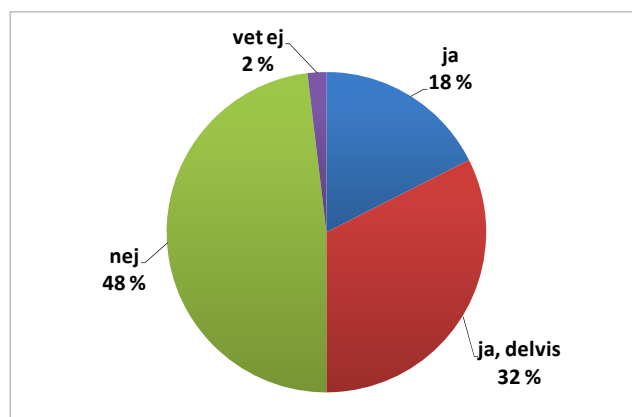
Frågan är ställd för att belysa behovet av varmvatten. Svaren visar att hälften har ett badkar och hälften har det inte. Dock kommenterar många om att det sällan används medan några av dem som har större badkar kommenterar att varmvattenberedarens volym har anpassats efter detta behov.



Figur 4.13 Svarsfördelning på fråga 8 - Har ni badkar?

4.2.9 Fråga 9 – Har ni snålspolande armatur (duschmunstycke, 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.



Figur 4.14 Svarsfördelning på fråga 9 - Snålspolande armaturer?

4.3 Normer och normkrav

I projektet har vi visat att det utan problem går att uppfylla dagens normkrav i nybyggda småhus för värme och varmvatten i mer än trettio år gamla el-värmda småhus med hjälp av en värmepumpslösning. Dagens krav enligt Boverkets Byggregler BBR avser energi för uppvärmning och varmvatten, inklusive fastighetsenergi, men omfattar inte hushålls- eller verksamhetsenergi. Kraven anges nedan.

4.3.1 Energi för uppvärmning och varmvatten

Som utgångspunkt för formulering av kraven finns definitioner av temperaturreglerad area, dimensionerande utetemperatur för uppvärmning (inte upprepad här), samt några energibegrepp.

9:124 Definitioner

<i>Fönsterarea, A_f:</i>	Sammanlagd area för fönster, dörrar, portar och dylikt (m^2), beräknad med karmyttermått.
<i>Temperaturreglerad golvarea, A_{temp}:</i>	Arean av samtliga våningsplan för temperaturreglerade utrymmen, avsedda att värmas till mer än 10 °C, som begränsas av klimatskärmens insida. Area som upptas av innerväggar, öppningar för trappa, schakt och dylikt, inräknas. Area för garage, inom byggnaden i bostadshus eller annan lokal-byggnad än garage, inräknas inte.
<i>Byggnadens energianvändning:</i>	Den energi som, vid normalt brukande, under ett normalår behöver levereras till en byggnad (oftast benämnd köpt energi) för uppvärmning, komfortkyla, tappvarmvatten och byggnadens fastighetsenergi. Om golvvärme, handdukstork eller annan apparat för uppvärmning installeras, inräknas även dess energianvändning.
<i>Byggnadens fastighetsenergi:</i>	Den del av fastighetselen som är relaterad till byggnadens behov där den el-användande apparaten finns inom, under eller anbringad på utsidan av byggnaden. I denna ingår fast belysning i allmänna utrymmen och driftsutrymmen. Dessutom ingår energi som används i värmekablar, pumpar, fläktar, motorer, styr- och övervakningsutrustning och dylikt. Även externt lokalt placerad apparat som försörjer byggnaden, exempelvis pumpar och fläktar för frikyla, inräknas. Apparater avsedda för annan användning än för byggnaden, exempelvis motor- och kupévärmare för fordon, batteriladdare för extern användare, belysning i trädgård och på gångstråk, inräknas inte.
<i>Byggnadens specifika energianvändning:</i>	Byggnadens energianvändning fördelat på A_{temp} uttryckt i kWh/ m^2 och år. Hushållsenergi inräknas inte. Inte heller verksamhetsenergi som används utöver byggnadens grundläggande verksamhetsanpassade krav på värme, varmvatten och ventilation.

Även om fastighetsenergin för småhus är låg i absoluta tal så kan den procentuellt vara stor i byggnader som ska uppfylla kraven i BBR. Som exempel kan nämnas att två ventilationsfläktar, som vardera drar 50 W, plus en radiatorpump som drar 30 W, tillsammans använder ca. 1100 kWh (pumpen antas gå halva året). Med krav enligt BBR får den totala el-användningen för en värmepumpsanläggning till

ett småhus med $A_{temp} = 120 \text{ m}^2$ högst vara $6600 - 1100 = 5500 \text{ kWh}$ per år (inklusive tillsatsel). Det betyder att fastighetselen i detta fall utgör 20 % av det som tillåts för själva anläggningen för värme- och varmvatten.

Ytterligare några definitioner från BBR:

<i>Elvärme:</i>	Uppvärmningssätt med elektrisk energi, där den installerade eleffekten för uppvärmning är större än 10 W/m^2 (A_{temp}). Exempel är berg-, jord-, sjö- eller luftvärmepump, direktverkande elvärme, vattenburen elvärme, luftburen elvärme, elektrisk golvvärme, elektrisk varmvattenberedare och dylikt. Eleffekt i fastbränsleinstallation, som installeras för att utgöra tillfällig reserv, inräknas inte om fastbränsleinstallationen är konstruerad för permanent drift.
<i>Energi för komfortkyla:</i>	Den till byggnaden levererade kyl- eller energimängd som används för att sänka byggnadens inomhustemperatur för människors komfort. Kylenergi som hämtas direkt från omgivningen utan kylmaskin från sjövattnet, uteluft eller dylikt (s.k. frikyla), inräknas inte.
<i>Hushållsenergi:</i>	Den el eller annan energi som används för hushållsändamål. Exempel på detta är elanvändningen för diskmaskin, tvättmaskin, torkapparat (även i gemensam tvättstuga), spis, kyl, frys, och andra hushållsmaskiner samt belysning, datorer, TV och annan hemelektronik och dylikt.
<i>Innetemperatur:</i>	Den temperatur som avses hållas inomhus när byggnaden brukas.
<i>Installerad eleffekt för uppvärmning:</i>	Den sammanlagda eleffekt som maximalt kan upptas av de elektriska apparater för uppvärmning som behövs för att kunna upprätthålla avsett inomhusklimat, tappvarmvattenproduktion och ventilation när byggnadens maximala effektbehov föreligger. Det maximala effektbehovet kan beräknas vid DVUT och tappvarmvattenanvändning motsvarande minst $0,5 \text{ kW}$ per lägenhet, om inte annat högre belastningsfall är känt vid projekteringen.
<i>Klimatzon I:</i>	Norrbottnens, Västerbottens och Jämtlands län.
<i>Klimatzon II:</i>	Västernorrlands, Gävleborgs, Dalarnas och Värmlands län.
<i>Klimatzon III:</i>	Västra Götalands, Jönköpings, Kronobergs, Kalmar, Östergötlands, Södermanlands, Örebro, Västmanlands, Stockholms, Uppsala, Skåne, Hallands, Blekinge och Gotlands län.

9:2⁵ Bostäder

Bostäder ska vara utformade så att

- byggnadens specifika energianvändning,
- installerad eleffekt för uppvärmning och
- genomsnittlig värmegenomgångskoefficient (U_m) för de byggnadsdelar som omsluter byggnaden (A_{om})

högst uppgår till de värden som anges i tabell 9:2a och 9:2b. (BFS 2008:20).

Tabell 9:2a Bostäder som har annat uppvärmningssätt än elvärme

Klimatzon	I	II	III
Byggnadens specifika energianvändning [kWh per m ² A _{temp} och år]	150	130	110
Genomsnittlig värmegenomgångskoefficient [W/m ² K]	0,50	0,50	0,50

Tabell 9:2b Bostäder med elvärme

Klimatzon	I	II	III
Byggnadens specifika energianvändning [kWh per m ² A _{temp} och år]	95	75	55
Installerad eleffekt för uppvärmning [kW]	5,5	5,0	4,5
+ tillägg då A _{temp} är större än 130 m ²	0,035x (A _{temp} -130)	0,030x (A _{temp} -130)	0,025x (A _{temp} -130)
Genomsnittlig värmegenomgångskoefficient [W/m ² /K]	0,40	0,40	0,40

(BFS 2008:20).

Mer elenergi och högre eleffekt än vad som anges i tabell 9:2b kan godtas om särskilda förhållanden föreligger. (BFS 2008:20).

Allmänt råd

Exempel på särskilda förhållanden där mer elenergi och högre eleffekt kan vara motiverat är

- om geologiska eller andra förutsättningar inte möjliggör installation av värmepump och inga andra uppvärmningsformer såsom fjärrvärme eller biobränsle är möjliga eller
- om kravet på specifik energianvändning inte är möjligt att uppfylla av kulturhistoriskt motiverade begränsningar.

Vid sådan förutsättning bör värdena i tabell 9:2b dock inte överskridas med mer än 20 %.(BFS 2008:20).

Om en byggnad försörjs med värme eller kyla från en annan närbelägen byggnad (eller apparat), anses energislaget och kylsättet (t.ex. kylmaskin eller frikyla) för den mottagande byggnaden vara detsamma som för den levererande byggnaden, under förutsättning att byggnaderna finns på samma fastighet eller byggnaderna har samma ägare. Detsamma gäller för fastigheter inom samma byggnad vid tredimensionell fastighetsbildning.

Om byggnaden har annat uppvärmningssätt än elvärme ska elenergi till elektriska kylmaskiner för komfortkyla räknas upp med faktorn 3, vid bestämning av byggnadens specifika energianvändning.

Byggnaders specifika energianvändning får reduceras med energin från solfångare eller solceller placerade på huvudbyggnad, uthus eller byggnadens tomt, i den omfattning byggnaden kan tillgodogöra sig energin.

För byggnader som innehåller både bostäder och lokaler viktas kraven på U_m , specifik energianvändning och installerad eleffekt för uppvärmning i proportion till golvarean (A_{temp}). (BFS 2008:20).

4.3.2 Varmvatten

I Sverige gäller kapitel 6 i BBR^[2] vid utformning av installationer för tappvarmvatten. Valda delar citeras nedan (vissa ord i löpande text, som har speciell betydelse för projektet, har markerats i fet stil):

6:61 Allmänt

Byggnader och deras installationer ska utformas så att vattenkvalitet och hygienförhållanden tillfredsställer allmänna hälsokrav. (BFS 2006:12).

6:612 Definitioner (BFS 2006:12)

<i>Tappkallvatten:</i>	Kallt vatten av dricksvattenkvalitet.
<i>Tappvarmvatten:</i>	Uppvämt tappkallvatten.
<i>Tappvatten:</i>	Samlingsbeteckning för tappkallvatten och tappvarmvatten.
<i>Övrigt vatten:</i>	Vatten som inte uppfyller kraven för tappvatten men som kan användas till uppvärmning, kylning, toalettspolning, tvättmaskiner m.m. där kraven på vattnets kvalitet är beroende av ändamålet men där vattnet inte nödvändigtvis behöver vara tappvatten.

6:62 Installationer för tappvatten

Installationer för tappvatten ska utformas så att tappvattnet, efter tappstället, är hygieniskt och säkert samt kommer i **tillräcklig mängd**. Tappkallvatten ska uppfylla kvalitetskraven för dricksvatten efter tappstället. Tappvarmvatten ska vara **så varmt** att man kan sköta personlig hygien och hushållssysslor.

Tappvatteninstallationer ska utföras av sådana **material** att inte ohälsosamma koncentrationer av skadliga ämnen kan utlösas i tappvattnet. Installationerna ska inte avge lukt eller smak till tappvattnet. (BFS 2006:12).

6:621 Varmvattentemperaturer för personlig hygien och hushållsändamål

Installationer för tappvarmvatten ska utformas så att en vattentemperatur på **lägst 50 °C** kan uppnås efter tappstället. För att minska risken för skållning får temperaturen på tappvarmvattnet vara **högst 60 °C** efter tappstället.

6:622 Mikrobiell tillväxt

Installationer för tappvatten ska utformas så att möjligheterna för tillväxt av mikroorganismer i tappvattnet minimeras. Installationer för tappkallvatten ska utformas så att tappkallvattnet inte värms upp oavsiktligt. Cirkulationsledningar för tappvarmvatten ska utformas så att temperaturen på det **cirkulerande tappvarmvattnet inte understiger 50 °C i någon del av installationen**

Allmänt råd

.... I samtliga rörledningar för tappvarmvattencirkulation bör det vara möjligt att mäta vattentemperaturen.

För att mängden legionellabakterier i installationer där tappvarmvatten är stillastående, bl.a. i beredare eller ackumulatorer för uppvärmning med t.ex. el, sol, ved, värmepumpar och fjärrvärme, inte ska bli skadlig bör temperaturen på tappvarmvattnet inte understiga 60 °C.

6:623 Tappvattenflöde

Tappställen ska utformas så att vattenflödena blir tillfredsställande utan att störande buller eller korrosion uppstår på grund av hög vattenhastighet. Utformningen ska också minska risken för skadliga tryckslag. Rätt tempererat tappvarmvatten ska erhållas **utan besvärande väntetid**. (BFS 2006:12).

Allmänt råd

För bostäder är föreskriftens krav på vattenflöden vid tappställen för både varm- och kallvatten uppfyllt om normflödena är 0,3 l/s för badkar och 0,2 l/s för övriga tappställen och för tappställen med enbart kallvatten är 0,1 l/s för vattenklosett och 0,2 l/s för övriga tappställen tillräckliga normflöden.

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.

En vattenvärmare som bara betjänar ett enbostadshus bör vara dimensionerad för att under en tid av högst 6 timmar kunna värma 10-gradigt kallvatten så att två tappningar om vardera 140 l vatten av 40 °C blandat kall- och varmvatten kan erhållas inom en timme.

Utformningen av vattenledningar och placeringen av vattenvärmare bör vara sådana att tappvarmvatten kan erhållas **inom ca 10 sekunder** vid ett flöde av 0,2 l/s. Detta gäller dock inte då tappvarmvatten bereds för ett enbostadshus.

Tappvatteninstallationer ska utformas för ett **statiskt vattentryck på lägst 1 MPa** och med hänsyn tagen till den påverkan som tryckslag medför.

4.3.3 Slutsatser av normkraven

I projektet har vi utgått ifrån att man ska klara normkraven vid nybyggnad även i konverteringssituationer. Bilaga 3 visar ett exempel på hur BBR:s rådstext för varmvatten kan översättas till krav vid certifiering av en värmepump. I fallstudie I, ett småhus i Borås, innebär detta följande förutsättningar och krav:

Värme

Klimatzon: I (årsmedeltemperatur 5,8 °C)

Uppvärmad area: $A_{temp} = 150 \text{ m}^2$

Specifik energianvändning: $w_e = 55 \text{ kWh/m}^2/\text{år}$ för värme och varmvatten

Max installerad el-effekt: $\dot{W}_e = 4,5 + 0,025 \cdot (A_{temp} - 130) = 5,0 \text{ kW}$ för värme och varmvatten

Varmvatten

Trycknivå:	$p_{kv} = 10 \text{ bar}$
Temperatur vid tappställe:	$50 < t_{vv} < 60 \text{ °C}$
Temperatur i VV-tank:	$t_{vv} > 60 \text{ °C}$
Väntetid:	$\tau < 10 \text{ s}$ vid $\dot{V}_{vv} = 0,2 \text{ L/s}$
Mängd:	$V_{vv1} = 140 \text{ L} + V_{vv2} = 140 \text{ L}$ 40 °C vatten inom 1 h. Tappningarna föregås av en uppvärmningsperiod av 6 h från start med tanken fylld av 10 °C vatten.

Informationen om mängd är en rådtext och gäller vid ackumulering av varmvatten. Startförhållandena för andra typer av system är oklara (för genomströmningsberedare gäller naturligtvis direktvärmning från 10 °C). Det är inte heller entydigt om den angivna timmen startar när första tappningen börjar eller när den slutar. Vi har valt att tolka det som att 280 liter ska kunna erhållas inom en timme, inklusive tappningstiden. Det är också oklart vilket flöde som gäller vid tappningen, dimensioneringsflödet 0,3 L/s för badkar, 0,2 L/s för övriga tappställen eller 0,1 L/s som ett mera rimligt, verkligt flöde. Valet av flöde får stor betydelse för uttagseffekten vid direktvärmning och därmed för dimensioneringen av tappvattenvärmväxlaren (se Tabell 4.1 nedan). Den totala energimängden motsvarar ungefär det dygnsuttag av varmvattenenergi, 10,4 kWh, som den tidigare svenska provningsstandarden SS2095^[64] föreskrev. Det får även en viss betydelse för tillgänglig tid för uppvärmning. Skillnaden mellan 0,1 och 0,3 L/s blir över en halvtimme (0,52 h). Detta ska jämföras med det totala intervallet mellan tappningarna som är 1 h. Med en värmeeffekt av exempelvis 6 kW hinner värmaren leverera 3 kWh, vilket motsvarar en tredjedel av hela urtappningen. Tolkningen av rådtexten är således viktig.

Tabell 4.1 Tappningstid och effekt för BBR:s allmänna råd avseende 2x140 = 280 L 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	37,4	9,7

En sammanfattande slutsats av normkraven är att kravet beträffande köpt energi för nybyggnad är lätt att uppfylla med en markvärmeanläggning. Det är också lätt att uppfylla nybyggnadskraven i äldre hus med hjälp av en bergvärmepump eller liknande. För frånluftsvärmepumpar och uteluftsvärmepumpar är det inte lika enkelt men fullt möjligt. Fahlén^[18] har jämfört de olika förutsättningarna i samband med en teknikupphandlingstävling för värmepumpar med hjälp av energiberäkningar i programmet NyaEnorm^[54]. Ruud^[58] har gjort en uppdaterad analys inom ramen för Effsys 2.

För att verifiera olika normkrav går det att använda resultat från generella laboratorietester och översätta dessa till olika formuleringar. Exempel på kravformuleringar finns i BBR^[2], teknikupphandlingstävlingar (Fahlén^[15, 16]) m.m. Varmvattentester av värmepumpar kan göras direkt mot kravformuleringar eller enligt svensk^[65] eller europeisk standard^[9].

4.4 Dimensionering

När det gäller dimensionering av volym, effekt och temperatur för varmvatten i småhus indikerar resultaten från vår enkät att dagens dimensionering är tillräcklig. Ur effektivitetssynpunkt finns emellertid en hel del att göra, t.ex. beträffande optimal isoleringstjocklek, tankutformning etc. Bilaga 4 visar lite enkla resultat från kopplingen mellan isoleringens tjocklek, förluster och nyttig varmvattenvolym.

4.4.1 Varmvattenkapacitet

En grundläggande referens för dimensionering av tappvattenvärmare är Boverkets Byggregler. Enligt Boverket ska man kunna tappa varmvatten med temperaturen 50 °C vid tappstället. Dimensionerande flöde för småhus är 70 % av det sannolika sammanlagrade flödet från ett antal installationer. Det största enskilda dimensioneringsflödet är 0,3 liter/s för badkar. Vid genomströmningsvärmning ska värmarerna klara att värma 0,35 liter/s från 10 °C till 40 °C. Ett ackumulerande system anses klara kraven om det på 6 h kan värma vatten av 10 °C så att man kan tappa 140 liter vatten vid 40 °C två gånger inom 1 h med flödet 0,2 liter/s.

För värmepumpar provas varmvattenkapacitet och effektivitet enligt europastandard EN255-3. EN255 är avsedd för ackumulerande vattenvärmare och relaterar varmvattenuttaget till tankens storlek. Bakgrunden är att spridningen mellan individer och nationer är så stor att det inte går att hitta något europeiskt standardbehov. Har man ett stort behov väljer man ett stort system och det blir missvisande att testa detta med ett litet uttag. För vattenvärmare finns även ett nytt EU-direktiv^[7, 52] om energideklaration. EU-direktivet föreskriver ett relativt komplicerat urtappningsprogram som ska testas med tre olika nivåer på totalt energiuttag. Provning enligt detta direktiv blir tidsödande och dyr.

Tidigare svenska metoder och Nordtestmetoder har använt ett tappningsprogram som svarar mot ett ungefärligt uttag av 3300 kWh per år. Erfarenheter från provning visar på stor spridning mellan olika fabrikat men även på variationer p.g.a. vald provningsmetod. Allmänt kan man säga att ackumulerande vattenvärmare med bra skiktning inte är särskilt känsliga för valet av provningsmetod. Med sämre skiktning och ökande tomgångsförluster blir resultatet alltmer beroende på totalt energiuttag och antalet tappningar som uttaget delas upp på.

För beräkning av energianvändning i bostäder används ofta programmet Enorm^[54], vilket innehåller en schablondimensionering för tappvattenbehov i de fall man saknar ett verklighetsbaserat underlag. Enorm anger varmvattenbehovet till $Q_{vv} = 5 \cdot N + 0,05 \cdot A_{br}$ där N = antal lägenheter och A_{br} = byggnadens bruksarea. För det aktuella konverteringshuset medför det ett beräknat behov av 12 kWh per dygn eller 4380 kWh/år. Om man antar att bostaden inte används 4-5 veckor p.g.a. semester m.m. blir årsbehovet av varmvatten enligt ovan ca. 4000 kWh.

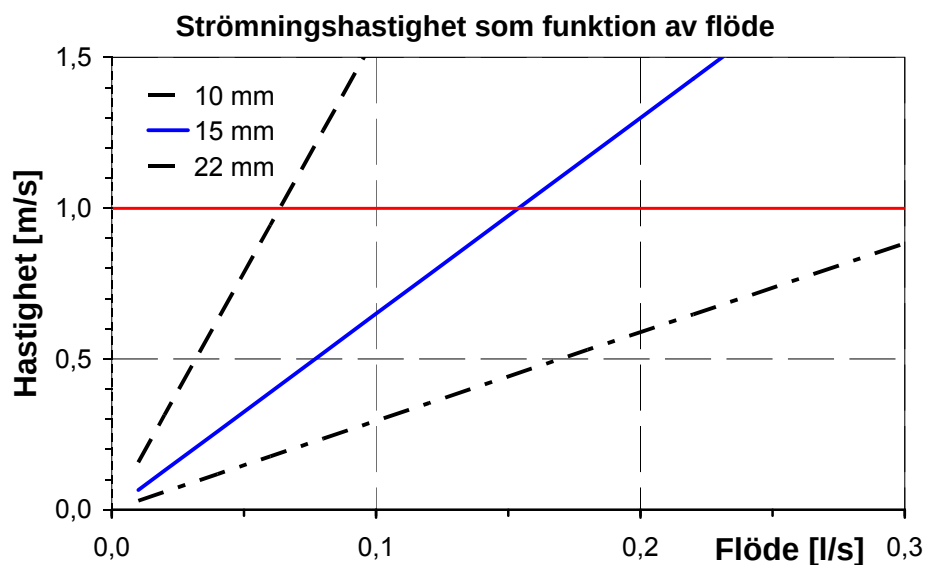
4.4.2 Kringssystem

När det gäller dimensionering av anslutande system finns det anledning att kritiskt granska VVC-utformning och styrning. Mycket pekar på att samtidigt som VVC är en stor energitjuv är det också en potentiell källa till hygienproblem. Denna frågeställning kommer vi att penetrera i projektets fortsättning.

Man bör också se över rördimensionering. Vi har noterat att om rörinstallatören sätter rör som motsvarar värmepumpens anslutningsdimensioner och man verkligen uppnår de av tillverkaren angivna köld- och värmebärlarflödena så kommer vätskehastigheterna att bli extremt höga (långt över max värdet 1 m/s som rekommenderas ur erosions- och tryckfallssynpunkt). Beträffande vattenhastigheten i tappvattenledningarna har man ett avvägningsproblem mellan:

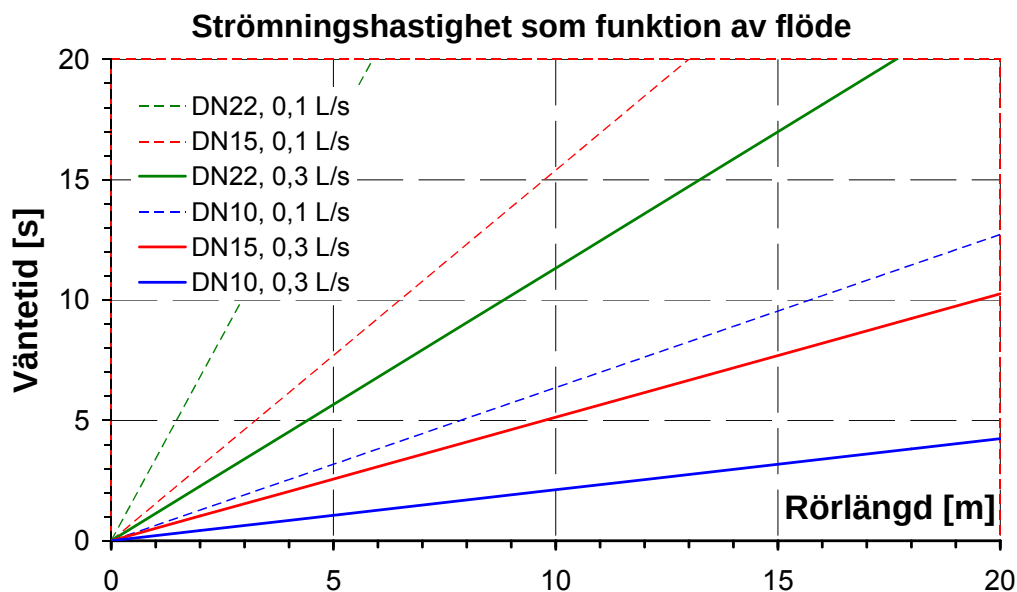
- låg hastighet: lång väntetid, stort temperaturfall
- hög hastighet: ljudproblem, erosion

Figur 4.15 nedan visar vattenhastigheten som funktion av flödet i några rördimensioner som är aktuella i småhus. För att undvika strömningsrelaterad erosion/korrosion och tryckslag bör hastigheten inte överstiga 1 m/s.



Figur 4.15 Vattenhastighet som funktion av tappningsflöde.

Enligt diagrammet blir rördimensioner mindre än 22 mm inte aktuella ur hastighetssynpunkt. Samtidigt gör kravet på max väntetid och problem med ökande värmeförluster att alltför grova rör inte kan användas. Man bör också ta i beaktande att tappvattenflödena har kort varaktighet, varför erosionsfrågan kanske inte är av samma dignitet som i fallet med kontinuerligt arbetande system.

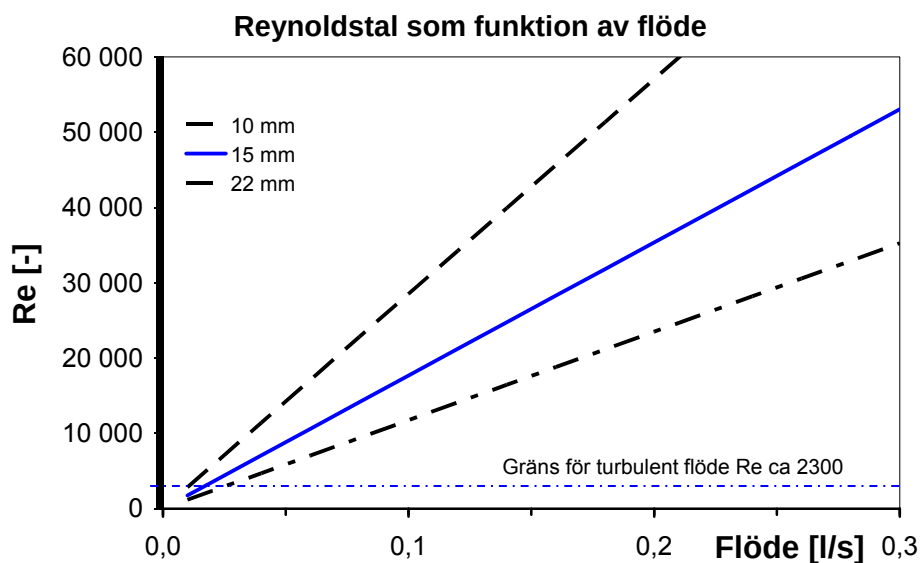


Figur 4.16 Väntetid som funktion av rörlängd vid dimensionerande vattenhastigheten 0,2 L/s.

Figur 4.16 visar Boverkets råd när det gäller max väntetid 10 s går bra att uppfylla vid dimensionerande flödet 0,3 L/s för samtliga redovisade rördiametrar för avstånd upp till 8 m. Vid lägre flöden blir det mer problematiskt. Vid 0,1 L/s, vilket är det högsta flöde som går att få ut från många moderna system, så klarar man 15 m med DN10 men bara 3 m med DN22.

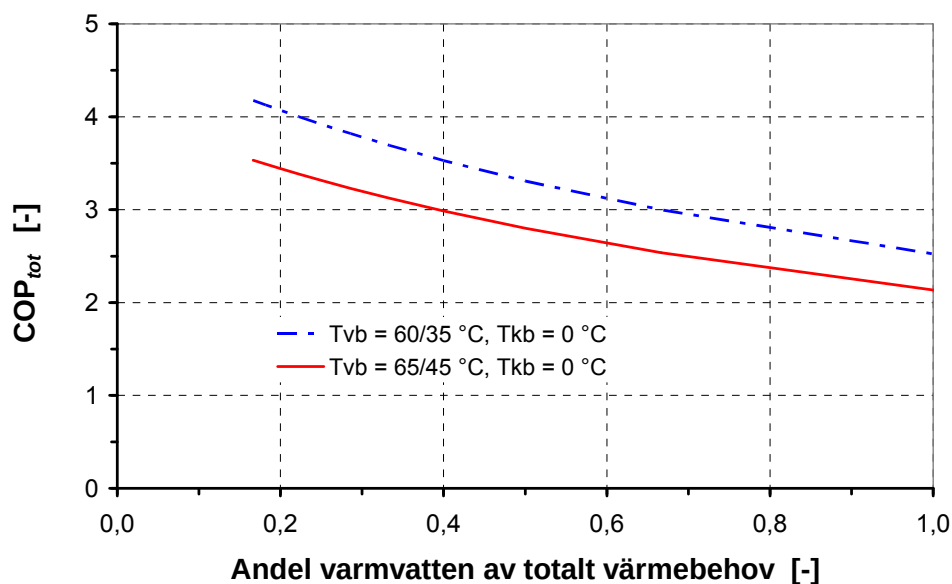
Figur 4.17 Uppskattat temperaturfall per m rör vid flödet 0,1 m/s för några rördimensioner (oisolerade).

Värmeöverföringen på insidan av varmvattenrören blir vid normala tappningar hög. Figur 4.18 visar Reynolds talet som funktion av flödet.



Figur 4.18 Reynolds tal som funktion av flöde för några vanliga rördimensioner.

En annan intressant dimensioneringsfråga är relationen mellan värme och varmvatten. En IEA-rapport^[39] diskuterar hur detta ska påverka provnings- och beräkningsmetoder för att uppskatta årsvärmefaktorn för värmepumpsanläggningar. Figur 4.19 visar värmefaktorns beroende av relationen mellan värme och varmvatten för två alternativa förutsättningar. Som framgår blir värmefaktorn betydligt högre för dagens konverterings hus (typisk andel = 0,2) än för nybyggnation (andel ca. 0,5).



Figur 4.19 Värmefaktorns beroende av relationen mellan värme och varmvatten för två alternativa förutsättningar.

4.5 Systemlösningar

System för värmning av sanitetsvatten kan klassificeras på olika sätt. En möjlighet är med utgångspunkt i hur värmeväxlingen mellan värmevatten och varmvatten sker:

Intern värmeväxling

- Dubbelmantlad tank - Ackumulering av varmvatten
- Slingtank - Ackumulering av varmvatten
- Slingtank - Ackumulering av värmevatten

Extern värmeväxling

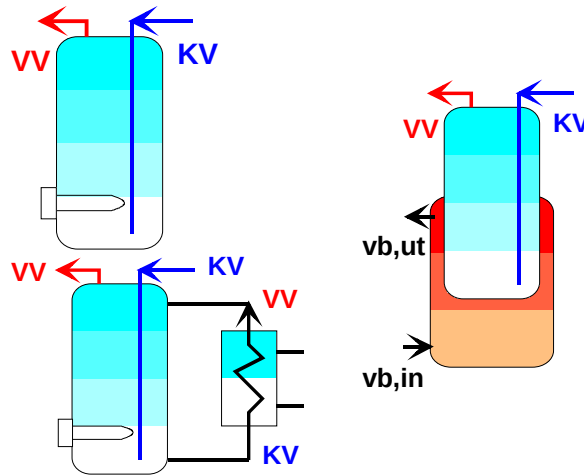
- Plattvärmeväxlare
- Andra typer av värmeväxlare.

Beroende på hur vattnet värms på sanitetsvattensidan kan man också dela in tappvattenvärmare i huvudgrupperna ackumulerande värmare och genomströmningsvärmare.

Ackumulerande vattenvärmare

Lagring av tappvatten

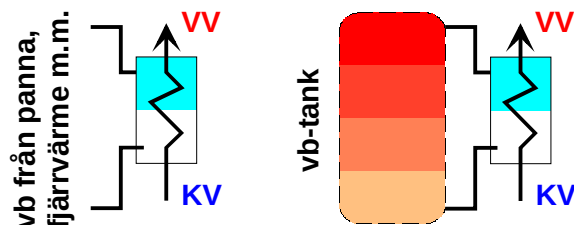
- Direktvärmning av tappvatten i tanken (med kondensor, kamflänsrör, elpatron etc.),
- Direktvärmning av tappvatten i extern värmare (värmepump, panna etc.),
- Indirekt värmning av tanken (dubbelmantel).



Genomströmningsvärmare

Ingen lagring av tappvatten

- Direktvärmning i tappvattenväxlare (värmebärare från panna, fjärrvärme, gaslåga etc.),
- Direktvärmning i tappvattenväxlare (värmebärare i lagertank).



Ett vanligt värmepumpsalternativ är värmning av tappvattnet i en dubbelmantlad beredare. Shah^[59-61] har studerat värmeöverföringen i denna typ av system. Lorenz^[53] har jämfört effektiviteten för olika lösningar i solvärmeanläggningar och visat att alternativet med lagring i värmebärare och extern tappvattenväxlare, s.k. tappvattenautomat, ger den bästa effektiviteten.

Det finns stora principiella skillnader mellan att lagra tappvattenvärme direkt i tappvattnet eller indirekt i ett värmebärlager. Reglertekniskt är direktvärmning av tappvatten mer komplicerat än uppvärmning och lagring i en tappvattentank. Paulsen^[56] visar hur man med dynamisk simulering kan studera reglerfunktionen för genomströmningsvärmare. De stora effektskillnaderna mellan stora och små tappflöden och kravet på att snabbt nå önskad tappningstemperatur ställer stora krav på reglerfunktionen.

4.5.1 Projektets första val

Med utgångspunkt i ovanstående resonemang valdes att satsa på ett system med genomströmningsvärmare och ackumulering av värme i en värmebärartank (se Figur 4.22). Fördelarna med en genomströmningsvärmare är:

- En liten komponent (tappvattenväxlaren) blir utsatt för korrosionsrisken med syrerikt vatten vid högt tryck. Därmed kan komponenten göras i ädlare material, är lättare att byta samt har lättare att klara tryckkraven.
- Den stora komponenten, ackumuleringsstanken, får en lägre tryckklass, mindre korrosionsproblem och mindre inbyggda delar (= billigare tank).
- En externt placerad tappvattenväxlare samt behovsstyrda laddnings- och vattenvärmarflöden ger mindre risk att störa skiktningen än traditionella lösningar med inbyggd växlare eller dubbelmantlad beredare.
- Ackumulering på värmebärarsidan gör det enkelt med förvärmning av tappvattnet via radiatorsystemets temperaturnivå.
- Avsaknad av ackumulerat sanitetsvatten minskar risken för mikrobiell tillväxt.

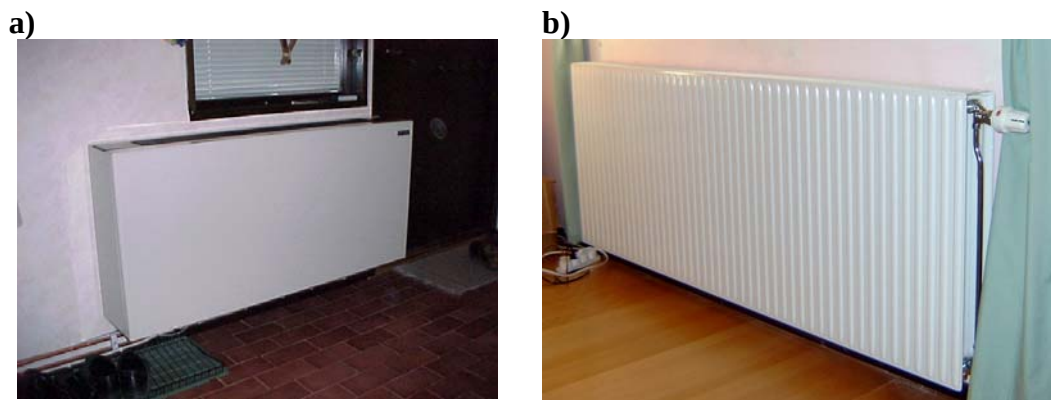
Till nackdelarna hör ett ökat antal komponenter (pumpar, ventiler, styrning) samt en något mer komplicerad styrning. Direktvärmning av varmvatten med den tänkta lösningen är emellertid lättare reglertekniskt än motsvarande lösningar med fjärrvärme eller bränslepannor eftersom temperaturen i tanken är begränsad till max. 55 °C. Därmed finns inte risken för översvängningar som kan ge skållningsrisk och man får en inbyggd dämpning vid kraftiga pådrag när man närmar sig sluttemperaturen (systemets egenförstärkning avtar snabbt). En detaljerad beskrivning av projektets systemlösning och provningsresultat presenteras i en kommande rapport.

4.6 Fallstudier

Avsnitt 3 beskriver fyra fallstudier: Ett småhus i Borås, ett småhus i Kivik, en idrottsanläggning i Göteborg samt en skola i Sandhult (utanför Borås). Den sistnämnda är på planeringsstadiet (byggstart två år försenad), småhuset i Kivik och idrottsanläggningen i Göteborg är nyligen uppstartade och småhuset i Borås är avslutad. Detta begränsar resultatredovisningen från fallstudierna till anläggningen i Borås. Redovisningen börjar med en funktionsbeskrivning och fortsätter sedan med resultat från tappvattenmätningar samt resultat för total energianvändning.

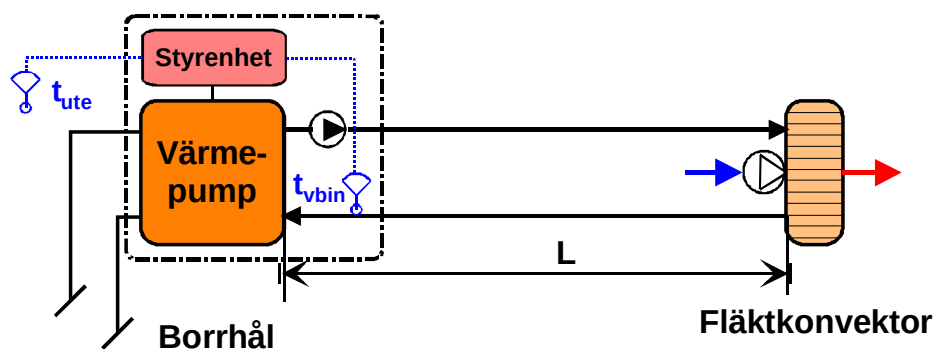
4.6.1 Funktionsbeskrivning

Värmepumpssystemet finns beskrivet i slutrapporten för eff-Sys H23^[21, 23]. Ursprungligen var värmepumpen direktkopplad mot en fläktkonvektor i husets hall (Figur 4.20a), och en radiator i ett tonårssovrum på övervåningen (Figur 4.20b).



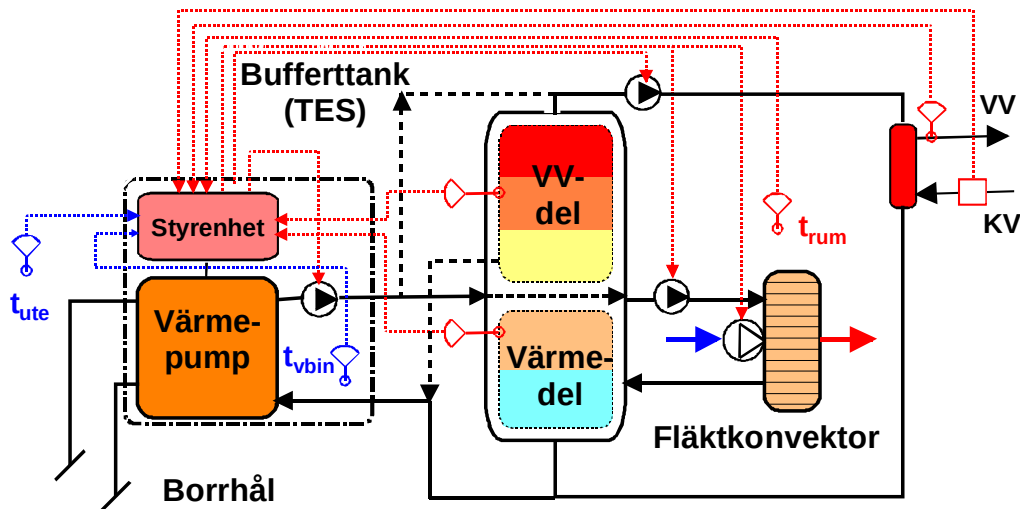
Figur 4.20 Fläktkonvektor (a) i hallen och radiator (b) i ett tonårsrum.

Figur 4.21 visar principen för värmepumpens ursprungliga inkoppling. Värmepumpens cirkulationspump går kontinuerligt, året runt, om man inte stänger värmepumpen manuellt. Detsamma gäller för konvektorfläkten. Rumstemperaturen regleras enbart via värmepumpens kurvstyning, d.v.s. värmepumpen stoppar på en returtemperatur som bestäms av utetemperaturen.



Figur 4.21 Ursprunglig direktinkoppling av värmepumpen.

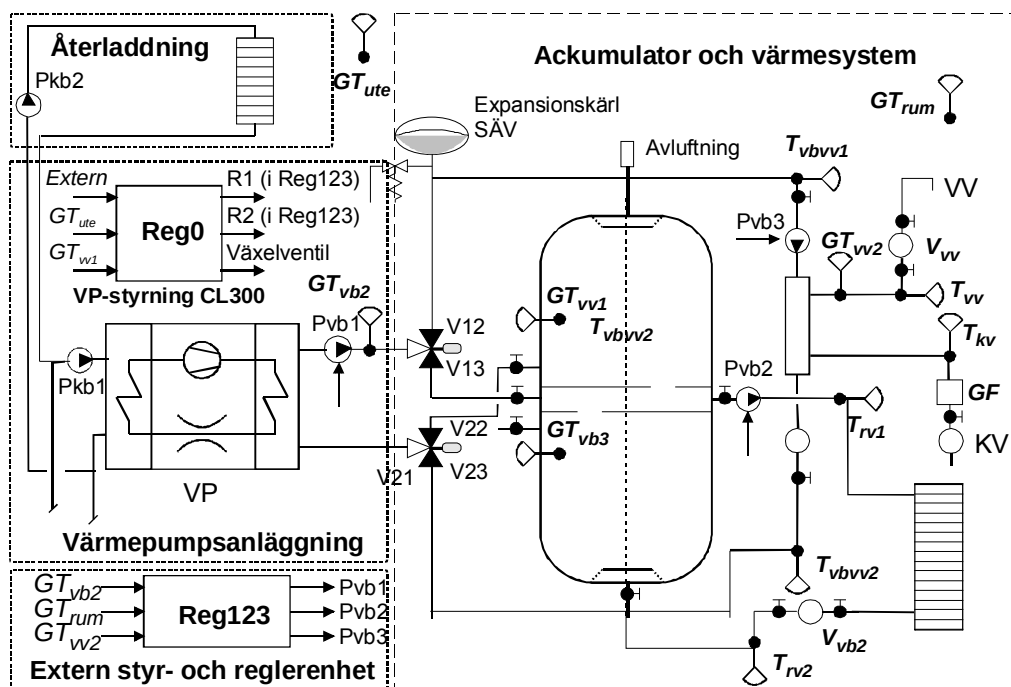
Figur 4.22 beskriver den modifierade inkopplingen med kombitank och varvtalstyrda pumpar för värme och varmvatten. Kombitanken lagrar värme för tappvatten och värmesystem i samma värmevatten. Sanitetsvattnet värms vid behov i en extern plattvärmeväxlare. Med ”dött” vatten i tanken behövs inget korrosionsskydd, problem med kalkutfällning på varma ytor försvinner, eventuella problem med legionella eller andra mikrober minskar radikalt och tanken får en mycket lägre tryckklass (2 istället för 10 bar).



Figur 4.22 Inkoppling via kombitanken med varvtalsstyrda pumpar för värme och varmvatten.

Laddning av kombitankens varmvattendel sker med konstant, önskad varmvattentemperatur (se bilaga för detaljerna). Laddningen regleras med en PD-regulator (Reg1) som styr laddningspumpens (Pvb1) varvtal. Kombitankens värmedel laddas till en temperatur som bestäms i relation till utetemperaturen av värmepumpens kurvstyrning (Reg0). En annan varvtalsreglerad pump (Pvb2) försörjer värmesystemet i relation till husets medeltemperatur via en PID-regulator (Reg2). Slutligen värms tappvattnet till önskad temperatur med hjälp av en tredje varvtalsreglerad pump (Pvb3) med PD-regulator (Reg3). Ett antal försök har gjorts med olika reglerparametrar för samtliga regulatorer.

Figur 4.23 visar en skiss över systemet med värmepump, ackumulatortank, rumsvärmare och reglerutrustning. Figuren visar även placeringen av reglergivare. Bilaga B7 beskriver principerna för styrning och reglering av systemet och Figur 4.23 visar mätgivarnas placering. Bilaga B8 redovisar mätresultat från långtidsmätningar. Fahlén^[21, 23] har tidigare redovisat detaljerade resultat från mätningar av varmvattenanvändning.



Figur 4.23 Skiss över systemet med värmepump, ackumulatortank, rumsvärmare och reglerutrustning.

Ackumulatortanken har en anslutning på toppen, sex anslutningar på vänstra sidan och en anslutning plus åtta dykrör på högra sidan (se Figur 4.24):

Anslutning på toppen:

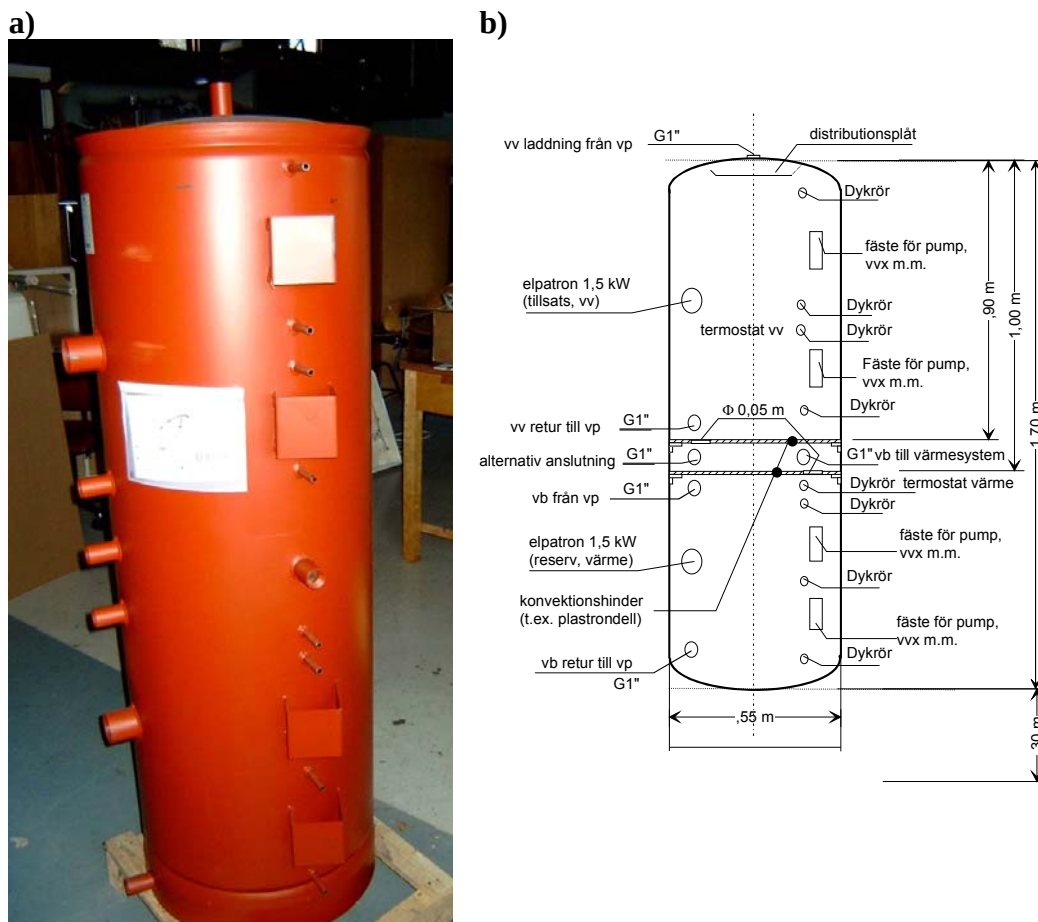
- Laddning från värmepumpen till varmvattendelen och uttag från tanken till tappvattenväxlaren.

Anslutningar på vänstra sidan:

- El-patron till varmvattendelen
- Retur till värmepumpen från varmvattendelen
- Laddning från värmepumpen till värmedelen av tanken
- Alternativ anslutning för laddning
- El-patron till värmesystemdelen
- Retur till värmepumpen från värmedelen av tanken samt retur till tanken från tappvattenväxlaren.

Anslutningar på högra sidan:

- Dykrör för t_{tank1}
- Dykrör för t_{tank2}
- Dykrör för reglergivare GT_{vv1}
- Dykrör för t_{tank3}
- Dykrör för t_{tank4}
- Dykrör för reglergivare GT_{vb3}
- Dykrör för t_{tank5}
- Dykrör för t_{tank6}



Figur 4.24 Foto (a) och måttskiss (b) av den oisolerade ackumulatortanken.

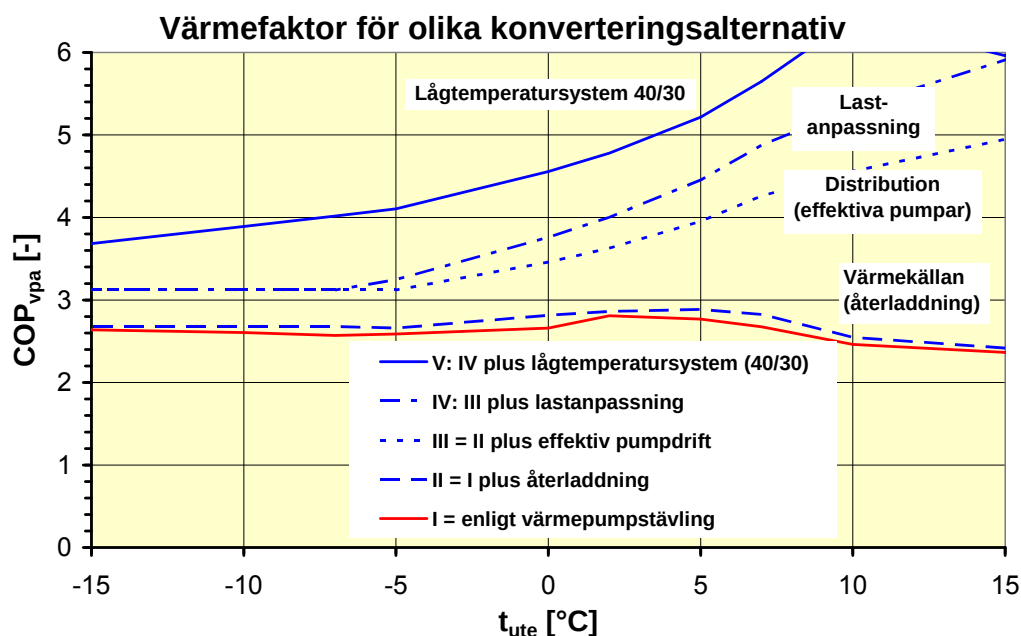
Bilaga B7 beskriver principerna för styrning av värmepumpen för både uppvärmning och varmvatten.

4.6.2 Systemförbättringar

I avsnitt 3.1 beskrevs kortfattat hur anläggningen i Boråsvillan successivt förbättrats. Figur 4.25 visar hur värmefaktorn för värmepumpsanläggningen, d.v.s. inklusive alla pumpar och fläktar, har förbättrats genom åtgärder på värmekällan och värmesänkan. Följande ombyggnader har gjorts:

- I. Installation av värmepump; koncept från Nuteks värmepumpstävling^[15].
- II. Komplettering med återladdning av värme ur frånluften.
- III. Uppgradering av pumpstyrningen.
- IV. Installation av egenkonstruerad ackumulatortank med egenutvecklat styrsystem.
- V. Komplettering av radiatorsystemet.

Åtgärderna har förbättrat årsvärmefaktorn från det ursprungliga värde $SPF_{vpa} = 2,7$ för enbart uppvärmning till 3,7 inklusive varmvatten. Varmvatten driften sänker värmefaktorn ordentligt så totalförbättringen är mycket stor. Samtidigt har täckningsgraden ökat från tidigare heltäckning för enbart värme ner till ca. $-4\text{ }^{\circ}\text{C}$ till nuvarande heltäckning för både värme och varmvatten ner till ca. $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$.



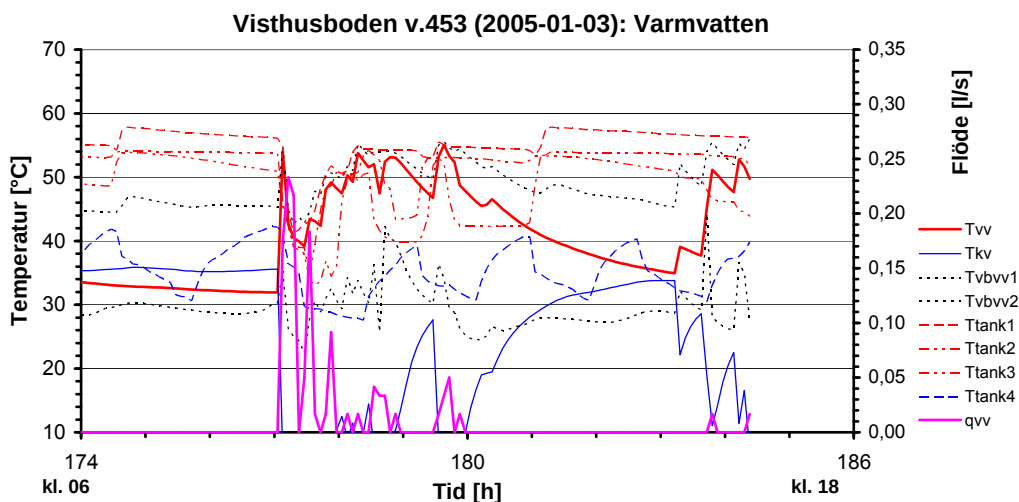
Figur 4.25 Beräknad värmefaktor som funktion av utetemperaturen för de olika nivåerna av uppgradering (se 3.1). Beräkningarna har verifierats genom mätningar.

4.6.3 Tappvatten och värme - Intensivmätningar

Resultat från intensivmätningar på tappvattensystemet visar att systemfunktionen varit utmärkt. Tankens skiktning är utomordentligt bra och störs inte heller av stora variationer i värmepumpens drift mot värmesystemet. Nedan följer några exempel från intensivmätningarna samt slutsatser från resultaten.

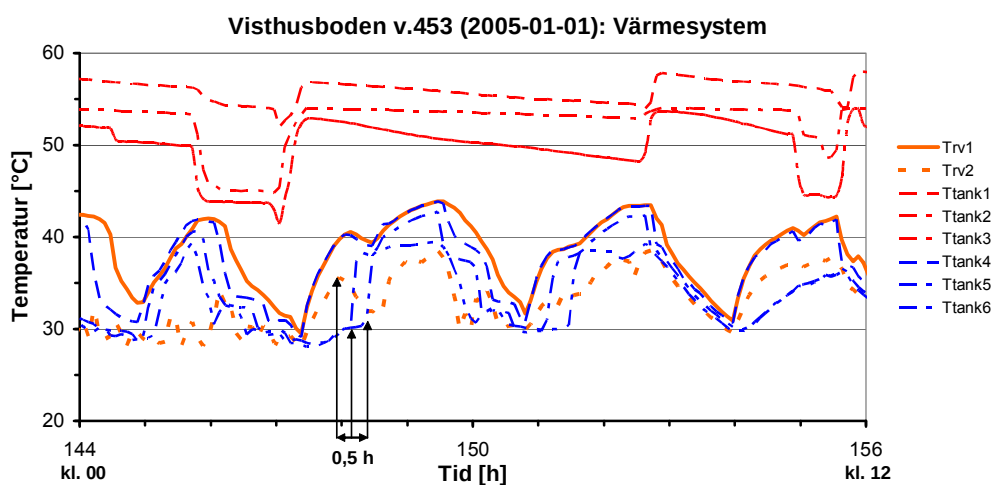
4.6.3.1 Ackumulatortank - Dygnsmätning

Vissa mätningar utfördes dygnvis^[23] med tidsupplösningen 1 minut för att studera dynamiken vid tappvattenvärmning. Huvuddelen av mätningarna genomfördes med en upplösning av 5 minuter för att kunna mäta veckovis utan att mätfilerna blev orimligt stora. Figur 4.28 visar en period med mycket stora tappvattenflöden och volymer. Trots stora flöden ligger T_{vv} ganska nära T_{tank1} (temperaturen i tankens topp). Vid normala tappningar ligger den utgående tappvattentemperaturen bara några tiondels grader under den ingående värmebärartemperaturen.



Figur 4.26 Tappvattentemperatur och flöde samt tanktemperaturer vecka 453.

Figur 4.27 visar att skiktningen i tanken fungerat mycket bra. Trots att tanken nästan töms helt kl. 03 genom stora tappningar ligger temperaturen i toppen fortfarande högt. De tre nivåerna T_{tank1} - T_{tank3} ligger väl åtskilda och mellan T_{tank3} och T_{tank4} i toppen på värmesystemdelen kan det skilja 20 K trots att avståndet mellan dem bara är ett par decimeter. Figuren visar också att när värmepumpen börjar ladda den övre delen, efter det att tanken tömts, så blir vattnet varmt direkt. På grund av att flödet av reglertekniska skäl inte kunde dras ner så långt som önskat blir det en liten dippr men temperaturen går aldrig under 53 °C.



Figur 4.27 Värmesystemtemperatur och tanktemperaturer vecka 453.

Figur 4.27 visar att också skiktningen i den undre tanken fungerar bra. När värmepumpen startar på externvillkoret att värmesystemtanken sjunkit till 30 °C stiger först temperaturen i toppen. Sedan kommer mellannivån och bottennivån med en tidsfördröjning som motsvaras av volymskillnaden dividerat med flödet. Den utplaning som sker vid ca. 40 °C rakt ovanför den vänstra pilen beror på att när hustemperaturen nått inställt värde reglerar värmesystempumpen Pvb2 ner flödet. Därmed sjunker dels temperaturen på returen p.g.a. bättre avkylning och dessutom hämtar värmepumpen en större andel av det kalla bottenvattnet i tanken. Detta

medför att returtemperaturen till värmepumpen sjunker och därmed även temperaturen ut ur värmepumpen.

4.6.3.2 Slutsatser

Arbetet har lett till följande slutsatser^[23]:

Driftsförhållanden

Den kombinerade tanken har fungerat enligt plan och gett bra driftsförhållanden med avseende på drifttid per start och starfrekvens. Däremot kan man inte tjäna så mycket i temperaturnivå i värmesystemet som man skulle kunna med en kapacitetsreglerad värmepump. En kapacitetsreglerad kompressor ger också många fler möjligheter att optimera driften för både värme och varmvatten. Även en kapacitetsreglerad värmepump har emellertid nytta av en tank, både för gångtiden och för att värmepumpen inte blir direktkopplad mot värmesystemet. Inga värmepumpar kan regleras ner till noll och det finns därför alltid en gångtidsaspekt. När värmepumpen är skiljd från värmesystemet kan man utnyttja individuell reglering av samtliga rumsvärmare utan att det medför några problem för värmepumpen. Samtidigt kan värmepumpens drift optimeras för sig utan hänsyn till vad värmesystemet har för sig.

Varmvattendimensionering

För att få en bra temperatur vid tappstället bör tankens temperatur inte understiga 60 °C p.g.a. av förluster från varmvattenrören. Maximalt tappvattenflöde har varit ca. 0,35 l/s medan normala flöden sällan överstiger 0,1 l/s. Största dygnsförbrukningen, med 7 personer i huset under julhelgen, har varit 30 kWh (ca. 600 l). Normalförbrukningen har varit ca. 10 kWh/dygn. Rätt dimensionering av tappvattenväxlare och pumpar är viktig för att bibehålla tankens skiktning och få rätt varmvattentemperatur.

Varmvattenkomfort

Vid anslutning av varmvatten från ett värmepumpssystem bör man använda klena rör som isoleras så långt som möjligt. Det är viktigt att även tappvattenväxlaren i system av typen tappvattenautomat ansluts med klena rör. Eftersom temperaturnivån är lägre än i system med elberedare har man inte råd att offra lika mycket temperatur för uppvärmning av rörsystemet.

Erfarenheterna visar att normala energimängder och tappflöden stämmer väl med den gamla svenska standarden SS2095 (10,4 kWh/dygn och 0,1 l/s). Dimensionerande värden bör däremot vara 30 kWh/dygn respektive 0,35 l/s. Flödet stämmer väl med dimensionering enligt byggnormen. Även byggnormens rekommenderade lägsta temperatur 50 °C vid tappstället stämmer väl med erfarenheterna från mätperioden. För att uppnå 50 °C vid tappstället på en rimligt kort tid bör temperaturen i tanken inte understiga 60 °C.

Rörförluster

Grova rör ökar både värmeförlusterna och mängden vatten som måste tappas innan brukaren upplever att det kommer tillräckligt varmt vatten vid tappstället. Exempelvis blir med rördimensionen 22x0,6 vattenvolymen per m 0,34 dm³ medan dimensionen 15x0,5 bara ger 0,1 dm³ per m. Med hänsyn även till förluster och mängden material som ska värmas måste man vänta mer än fem gånger så lång tid på varmt vatten med den grövre dimensionen.

Systemkoncept

Tankens skiktning har fungerat mycket bra och tanken har också klarat varmvattenbehovet bra. Lösningen ger också en snabb tillgång till användbar temperatur även efter en helt tömd tank. Konceptet ger dessutom ett bra temperaturutnyttjande vid nedreglering av värmesystemets pump när $t_{vb,ut}$ är större än $t_{rv,behov}$. Systemet blir då ett lågflödessystem med stor avkylning av värmebäraren. Den kalla värmebäraren returneras till tanken, vilken kyls ända tills det externa startvillkoret startar värmepumpen.

Pumpstyrning

I stort har samtliga pumpstyrningar fungerat som planerat. Det har gått utmärkt att hålla utgående tappvattentemperatur och laddningstemperaturen till tanken på de inställda börvärdena. Erfarenheterna från driften har emellertid gett några önskemål om ändringar in styrsystemet. Problem med reglerstabiliteten för laddningen, p.g.a. avståndet mellan reglergivare och kondensor, kan tillfälligt lösas på ett enkelt sätt. Genom att införa ett villkor att laddningspumpen går i minläge, utan reglering, ända tills t_{vbvv} överstiger ett visst inställt värde, t.ex. 50 °C, undviker man reglerproblemet. Först vid en högre temperatur börjar regleringen och då behövs direkt ett högre flöde varvid transporttiden inte längre är något problem. Därmed undviker man stabilitetsproblem p.g.a. dödtid. En annan lämplig modifiering gäller pumpen för värmesystemet för att undvika onödig drifttid och behovet att manuellt stänga driften sommartid. När kravet på rumstemperaturen varit uppfyllt och värmesystemets pump gått i min. läge mer än ett visst antal timmar ska den stoppa helt. Den startar igen när rumstemperaturen understiger inställt värde.

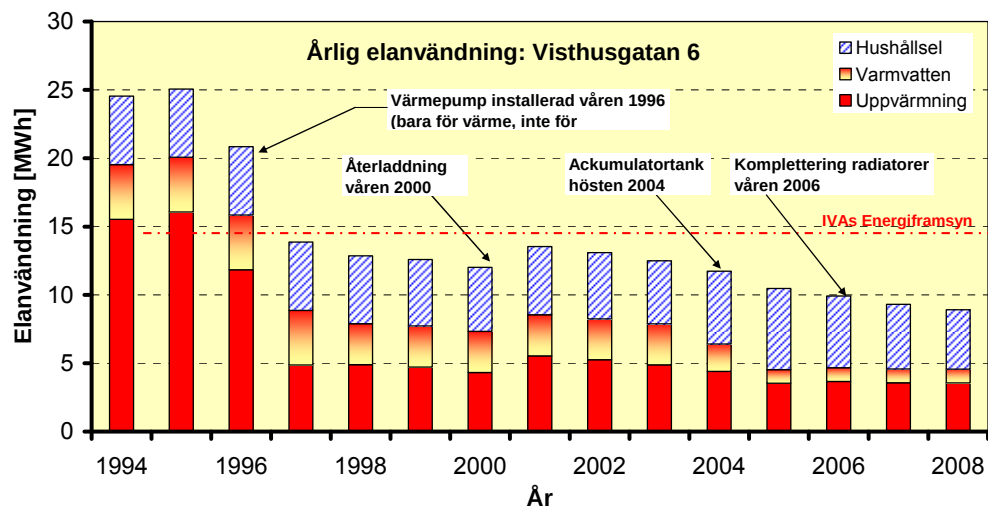
Övrigt

Det är bättre att reglera konvektorns avgivna effekt med fläkten än med pumpvarvtalet. Det är viktigt att värmesystemets pump inte har en kapacitet som överstiger kapaciteten för värmepumpens värmebärarpump, d.v.s. $\dot{V}_{rv,max} < \dot{V}_{vb,vp}$.

En observation är att "övrig el" (hushållsel, belysning, frånluftsfläkt, motorvärmarer samt en el-radiator till ett uppvärmt förråd) under en stor del av perioden är högre än total el för värme och varmvatten (drivel till värmepumpssystemet). Dimensionerande effekt för huset är ca. 7 kW (beräknat samt verifierat genom mätning vid -20 °C när huset enbart hade direktel). Under veckorna runt jul och nyår (v. 452 - v. 501) var det många personer i huset och ganska mycket matlagning, disk, dusch, tvätt, torkskåp, belysning etc.

4.6.4 Total energianvändning - Långtidsmätningar

Figur 4.28 visar mätresultat från anläggningen. Som framgår av resultaten gav den högre köldbärartemperaturen från återladdningen ingen omedelbar besparing. En förutsättning var att förbättringar gjordes i det interna systemet för att kunna ta emot den ökade effekten från värmepumpen. Efter installation av en specialkonstruerad ackumulatortank 2004 kan återladdningen till fullt utnyttjas och förbättrar resultatet tydligt. I dagsläget har detta 70-tals hus, tack vare en markvärmeanläggning med värmepump, en lägre specifik energianvändning än de omskrivna passivhusen i Lindås.



Figur 4.28 Årlig köpt energi för värme, varmvatten och el. Hushållselen är nu större än köpt energi för värme och varmvatten.

4.7 Labororiemätningar

Huvuddelen av mätningarna som hittills gjorts i projektet har gjorts i fält. Under projektiden har Installationstekniks laboratorium byggts om och kommer i det fortsatta arbetet att kunna användas för verifierande mätningar.

4.7.1 Godhetstal

Fahlén^[10] har använt följande godhetstal för att jämföra olika värmepumpar för tappvattenvärmning:

- Uppladdningstid: τ_{hu}
- Tomgångsförbrukning: $\dot{W}_{es}$
- Värmefaktor: COP_{hw}
- Volymförhållande v_{max} : $v_{max} = V_{max} / V_{nom}$
- Volymförhållande v_{40} : $v_{40} = V_{40} / V_{nom}$

De tre första godhetstalen behöver knappast förklaras men de båda volymförhållande ger information både om temperaturnivå och om skiktning i varmvattentanken. Ett högt värde på v_{max} är ett mått på hur bra tankens skiktning är. Maximalt kan värdet bli 1. Då kan en uppladdad tank tömmas på hela sin volym utan någon blandning av kallt och varmt vatten. Ett högt värde på v_{40} indikerar en stor upplagrad värmemängd i förhållande till tankens storlek. Det kan åstadkommas genom bra skiktning men också genom en hög lagringstemperatur.

4.7.2 Gamla provningserfarenheter

Under avsnittet 4.1 Kunskapssammanställning redovisades resultat från en rapport av Fahlén^[10] om laboratorieprovningar. Resultaten visar att v_{max} har varierat mellan 0,8 och 1,0 medan v_{40} har varierat mellan 1,0 och 1,6. Vid samma lagringstemperatur och storlek på tank innebär den första variationen att det skiljer 20 % på mängden tillgängligt varmvatten.

4.7.3 Jämförande mätning hos tillverkare

En av de medverkande värmepumpstillverkarna har gjort detaljerade mätningar och jämfört det nyutvecklade konceptet för tappvattenvärmning med de på marknaden vanliga alternativen. Resultaten är mycket positiva med förbättrad värmefaktor och ökad mängd varmvatten från en given tankstorlek. Resultaten finns presenterade av Haak^[38] i ett examensarbete (än så länge konfidentiellt).

4.7.4 Sammanfattning av labororiemätningar

Labororiemätningar ger reproducerbara och tillförlitliga resultat som är utmärkta som ingångsdata för produktval av konsumenter och för modellering och simulering av forskare. De energimängder och flöden som anges i standarder^[64] som använts av t.ex. SP för certifiering av produkter verkar högst rimliga i relation till erfarenheterna^[23] från fältmätningarna. Bilaga B3 visar på olika möjligheter att koppla resultat av laborieprov till certifieringskrav.

4.8 Modellering

Modelleringsarbetet har hittills skett på en enkel nivå för att skaffa kunskap om de viktigaste funktionskriterierna.

4.8.1 Värmepump

Värmepumpen modelleras som en "svart låda". Vi har tagit fram en enkel rutin för att importera provningsdata från laboratoriemätningar och direkt generera funktioner som ger värmeeffekt och driveffekt för godtyckliga kombinationer av köldbärartemperatur och värmebärartemperatur (se även bilaga B6).

Avgiven värmeeffekt

$$Q'_{hps}(t_{b1}, t_{w1}) := \begin{cases} Q_{35} \leftarrow 4.091 + 0.144 \cdot t_{b1} + 7 \cdot 10^{-4} \cdot t_{b1}^2 \\ Q_{50} \leftarrow 3.366 + 0.151 \cdot t_{b1} + 10 \cdot 10^{-5} \cdot t_{b1}^2 \\ Q'_{hps} \leftarrow Q_{35} + \frac{t_{w1} - 35}{15} \cdot (Q_{50} - Q_{35}) \end{cases}$$

[kW]

Tillförd el-effekt

$$W'_{hps}(t_{b1}, t_{w1}) := \begin{cases} W_{35} \leftarrow 1.163 + 0.011 \cdot t_{b1} - 4 \cdot 10^{-4} \cdot t_{b1}^2 \\ W_{50} \leftarrow 1.277 + 0.021 \cdot t_{b1} - 4 \cdot 10^{-4} \cdot t_{b1}^2 \\ W'_{hps} \leftarrow W_{35} + \frac{t_{w1} - 35}{15} \cdot (W_{50} - W_{35}) \end{cases}$$

Denna modell räcker bra för studier på systemnivå. Vi har tillgång till mer komplicerade modeller för framtida analyser på värmepumpsnivå.

4.8.2 Varmvattenberedare

I inledningsskedet har två extremalternativ för varmvattenberedare studerats: Perfekt skiktning och fullständig omblandning. I det fortsatta doktorandarbetet kommer mer komplicerade modeller att studeras. Hittills har vi i första hand tittat på kompromissen mellan låga värmeförluster, d.v.s. tjock isolering, och tillgänglig mängd varmvatten. Om den tillgängliga volymen är begränsad, i vårt fall 0,6x0,6x2,0 m, så minskar nyttig volym när isoleringen ökar. Det betyder att temperaturen måste höjas för att bibehålla en given energimängd. Hög temperatur sänker värmefaktorn och ökar förlusterna. Det finns därför en optimal isoleringstjocklek utifrån en given kravspecifikation. Bilaga B4 ger ett antal exempel på effekten av varierande isolertjocklek.

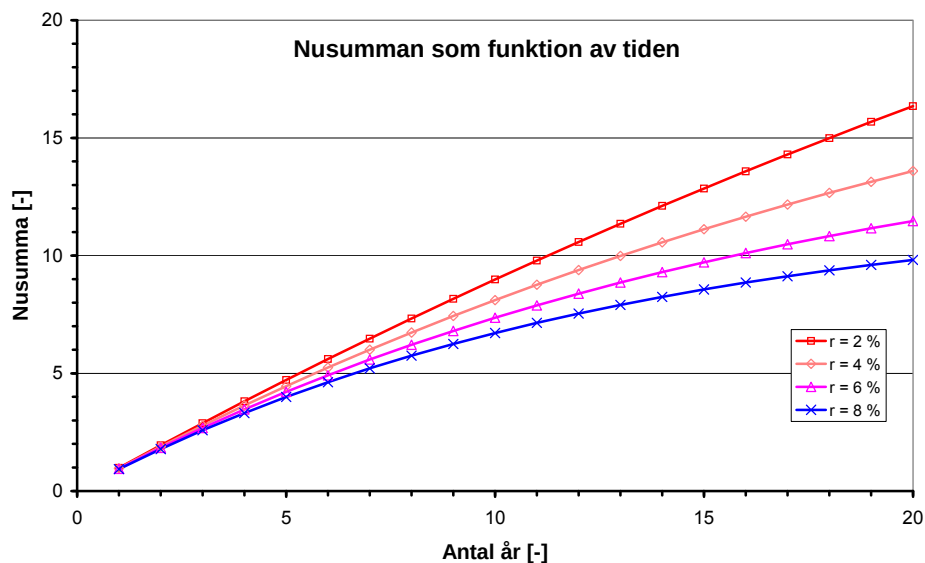
4.9 Ekonomi

Detta avsnitt ger några enkla exempel utifrån funderingar kring:

- allmänna investeringsresonemang, relationen till konkurrerande alternativ,
- förutsättningar för effektdimensionering,
- vikten av hög utnyttjandetid,
- modell för att relatera effekt- och energitäckning,
- kapitalkostnaden för värmepumpsvärme,
- totalkostnaden för värmepumpsvärme,
- total värmekostnad,
- optimal ekonomisk dimensionering.

4.9.1 Investeringskalkyl

Det måste finnas en rimlig ekonomi i varje åtgärd som vidtas för att förbättra ett system. Ett sätt att åskådliggöra hur stor investering en förbättring tål är att beräkna nuvärdet av den förväntade vinsten, gärna med några alternativa antaganden för att se hur känsligt resultatet blir för förändrade förutsättningar. Figur 4.29 visar den s.k. nusumme faktorn som funktion av kalkyltid och kalkylränta.

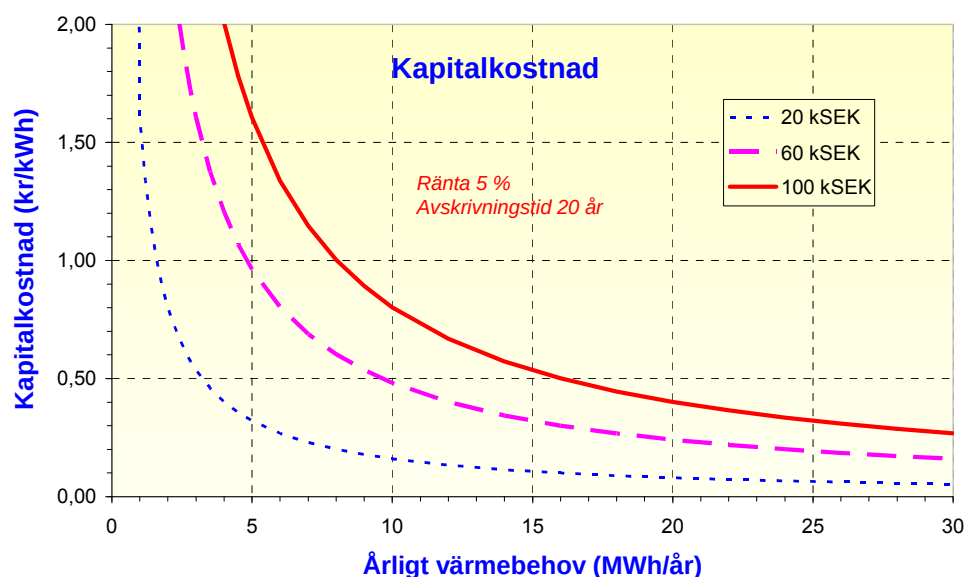


Figur 4.29 Nusumme faktorn som funktion av beräkningstid och ränta.

Antag att vi har en elektrisk varmvattenberedare och förbrukar 4000 kWh varmvatten per år till ett pris av 1,00 SEK/kWh och att vi kan spara hälften genom att ansluta värmepumpen. Besparingen per år blir då $1,00 \cdot 2000 = 2000$ SEK. Om vi accepterar att skriva av investeringen på varmvattenberedarens tekniska livslängd 20 år blir nuvärdet av besparingen = Nusumman $\cdot$ den årliga besparingen = ca. 20000-33100 SEK. Summan varierar med tidsperiodens längd och den effektiva räntenivån. Investeringen bör understiga denna summa med god marginal om man ska ha en rimlig utdelning på satsningen. En ekonomisk avskrivningstid på 10 år ger resultatet 17000-20000 SEK. Med dessa förutsättningar blir det svårt att få ekonomi i ett förtida utbyte av en fungerande elektrisk vattenvärmare. Om man står i begrepp att byta en uttjänt beredare kan värmepumpsalternativet tåla en mer-

investering motsvarande ovanstående summa. Merkostnaden för en värmepumpstank bör bli klart lägre än den summan och med det utgångsläget blir värmepumpsalternativet lönsamt.

Med motsvarande förutsättningar kan man uppskatta att investeringsutrymmet för att välja dagens bästa teknik för pumpar och pumpstyrningar i den aktuella anläggningen är ca. 14000-24000 SEK (20 år) respektive 9500-13000 SEK (10 år). Figur 4.30 visar det självklara faktum att byggnader som redan är energieffektiva har svårt att få ekonomi i ytterligare investeringar. Kapitalkostnaden/kWh blir snabbt betydligt högre än själva energikostnaden.

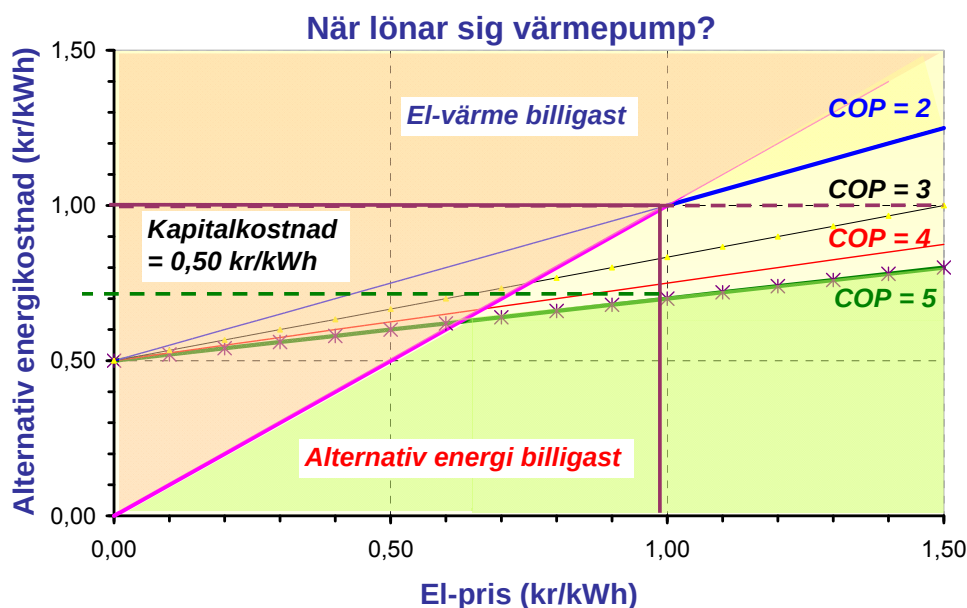


Figur 4.30 Investeringens inverkan på energipriset som funktion av värmebehovets storlek (20 år, 5 %).

4.9.2 Konkurrerande alternativ

I tillämpningar för livsmedelskyla och komfortkyla saknas ofta alternativ till värmepumpen. För uppvärmning finns däremot en mängd lösningar eftersom alla fysikaliska processer brukar sluta i värme. Det betyder också att värmepumpen har stark konkurrens från alternativ som fjärrvärme, ved och pellets, el-pannor, solvärme m.m. För att vara intressant måste värmepumpen lösa uppgiften med bättre totalekonomi än alternativen.

Ekonomiskt har värmepumpen ett utgångsläge som ligger mittemellan el-värme och solvärme. El-värmen har mycket låg investering men en hög driftskostnad, brukaren betalar värmen på löpande räkning. Med solvärme har man en stor kapitalkostnad men nästan ingen driftskostnad, brukaren betalar hela värmenotan 20 år i förskott. Värmepumpen har en ganska stor investeringskostnad och en ganska låg driftskostnad (den svenska "lagom" modellen). I förhållande till bränslepannor har den också fördelen av att vara näst intill underhållsfri (ingen bränslepåfyllning, askhantering, sotning etc. och inget behov av stort pannrum med bränsleförråd).



Figur 4.31 Förutsättningar^[25] för att en värmepump ska ge lägre totalcostnad än alternativa värmeformer (se förklaring nedan).

Figur 4.31 visar principiellt hur kapital- och energikostnaden påverkar alternativa uppvärmningsformer. Diagramytan delas av en diagonal som motsvarar lika pris för el och alternativ energi. Till höger om diagonalen är el-priset högt i förhållande till priset för alternativ uppvärmning. Om elpriset (x-axeln) är lågt lönar sig bara el-värme men om el-priset är väldigt högt i förhållande till alternativen (långt till höger) så lönar sig inget som är el-drivet. Med lämplig värmefaktor och rimlig investering finns emellertid ett bra utrymme för el-drivna värmepumpar som alternativ till direkt el-värme eller andra värmeformer. Som framgår av figuren så är konkurrensförmågan mer beroende av kapitalkostnaden än av värmefaktorn vid dagens energipriser. Kapitalkostnaden bestämmer startnivån på y-axeln (0,50 kr/kWh i figuren) medan värmefaktorn avgör lutningen på hur alternativpriset för värme med värmepump påverkas av elpriset. Med ökande elpris vandrar förutsättningarna åt höger i diagrammet och därmed ökar värmefaktorn i betydelse. En hög värmefaktor gör att man vid givet elpris (x-axeln) kan tävla med ett lägre alternativvärmepris (y-axeln), t.ex. fjärrvärme eller pellets.

Värmepumpvärmens totalcostnad bestäms således av:

- Investering: värmepump, värmekälla och värmesänka (värmesystem)
- Elpris: rak taxa eller tariff taxa

Det är viktigt att komma ihåg vid effektdimensioneringen av värmepumpen att det inte är bara apparaten värmepump som ökar i costnad med ökande effekt utan också värmekällan och värmesänkan. Detta medförde exempelvis att när stödet till värmepumpar försvann 1985 så ändrades effektdimensioneringen direkt för markvärmepumpar. Tidigare byggdes anläggningarna heltäckande, hög täckningsgrad prioriterades vid beräkningen av stödet, till att bara täcka 50 % av max effektbehovet vid rent kommersiell dimensionering.

4.9.3 Effektdimensionering

Det totala värmepriset ges av följande relation:

$$\text{Värmekostnad} = \text{Investering} \cdot \text{annuitetsfaktor} + \text{rörlig kostnad}$$

Vid beräkningen av kapitalkostnaden är den effektiva utnyttjandetiden för investeringen av grundläggande betydelse. Den beräknas enligt:

$$\text{Utnyttjandetid: } \tau[h] = \frac{Q[kWh]}{\dot{Q}_{\text{dim}}[kW]}$$

där $\tau[h]$ = utnyttjandetiden för värmepumpen, Q = levererad värme, $\dot{Q}_{\text{dim}}$ = avgiven effekt vid dimensionerande förutsättningar. Med hjälp av utnyttjandetiden kan kapitalkostnaden för värmepumpsanläggningen beräknas enligt:

$$\text{Kapitalkostnaden: } K_{vpa} = \frac{Inv_{vpa} \cdot \left(1 + \frac{x_{vpa}}{a_{vpa}}\right)}{\tau_{vpa}[h]} \cdot a_{vpa}[-] + \frac{K_{el,vpa}}{SPF} [SEK / kWh]$$

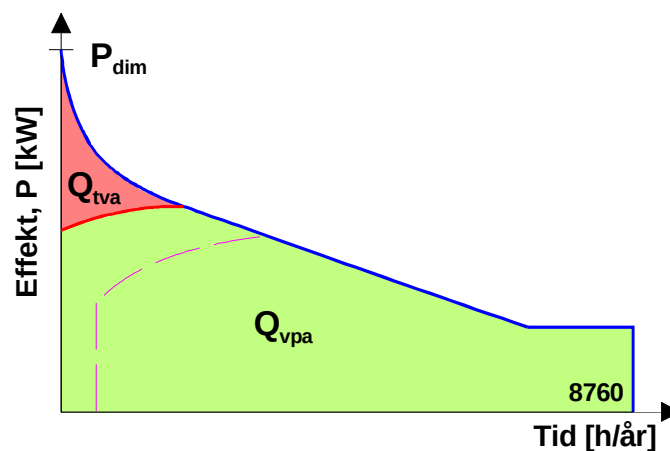
där Inv = investeringskostnad [SEK/kW], x = andel underhåll av investeringskostnaden, τ = utnyttjandetid [h], SPF = årsvärmefaktor [-]. Figur 4.32 illustrera principiellt hur effektdimensioneringen påverkar energitäckningsgraden:

Effektäckningsgrad

$$p[-] = \frac{\dot{Q}_{vpa}[kW]}{\dot{Q}_{\text{dim}}[kW]} = \frac{P_{vpa}[kW]}{P_{\text{dim}}[kW]}$$

Energitäckningsgrad

$$q[-] = \frac{Q_{vpa}[kWh]}{(Q_{vpa} + Q_{tva})[kWh]}$$



Figur 4.32 Effektbehovets varaktighet över året. Ytorna motsvarar levererad värme från värmepumpsanläggningen respektive tillsatsvärmaren.

Kostnaden för tillsatsvärme beräknas p.s.s. Det bör observeras att inte bara effekten kan begränsa täckningsgraden utan även temperaturen. Temperaturbegränsningen kan gälla både värmekällan och värmesänkan (systemen för värme och varmvatten).

4.9.4 Utnyttjandetid

Eftersom utnyttjandetiden spelar en fundamental roll vid beräkningen av kapitalkostnad har vi ägnat lite tid åt att ta fram en relation för denna. Fahlén^[30] har infört följande definitioner:

Utnyttjandetid för värmeanläggning

$$\tau_{u,va} = \frac{Q_{va,D}}{\dot{Q}_{va,D}} \text{ [h/år]}, \text{ t.ex. } \tau_{u,va} = 2629 \text{ [h/år]} \text{ i Stockholmsområdet.}$$

Utnyttjandetiden är kopplad till ortens varaktighetsdiagram och är ett mått på antalet gradtimmar via den dimensionerande uttemperaturen (se figur 4.33 med tillhörande ekvationer).

Utnyttjandetid för värmepumpsanläggning

$$\tau_{u,vpa}[\text{h}] = \frac{Q_{vpa}[\text{kWh}]}{\dot{Q}_{vpa}[\text{kW}]}$$

Bilaga B5 beskriver en metod att relatera värmepumpens utnyttjandetid till anläggningens effektdimensionering. Effektdimensioneringen, p , ger en energitäckningsgrad, $q(p)$, som går att beräkna med hjälp av varaktighetsdiagram. Relationen kan skrivas som:

$$\tau_{u,vpa}[\text{h}] = \frac{q_{vpa}(p_{vpa})[-]}{p_{vpa}[-]} \cdot \tau_{u,va}[\text{h}]$$

Ett alternativ till effektvaraktighetsdiagrammet i Figur 4.32 är ett varaktighetsdiagram för uttemperaturen. Detta varaktighetsdiagram kopplas lätt till effekten via byggnadens värmeledningskoefficient ("förlustfaktor") K_{tot}

$$K_{trans} = U \cdot A,$$

$$K_{vent} = \dot{V}_{vent} \cdot \rho_a \cdot c_{p,a},$$

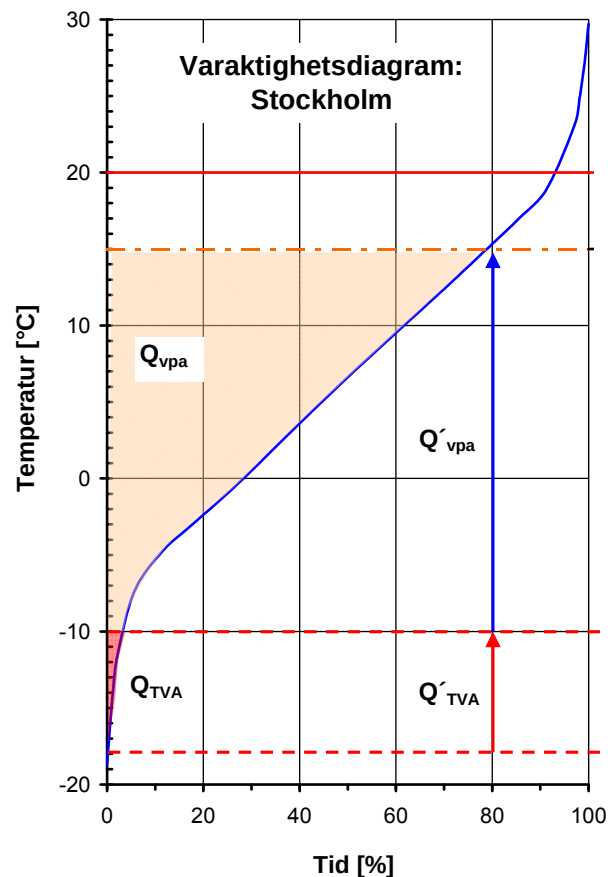
och

$$K_{tot} = K_{trans} + K_{vent}$$

Effektbehovet för uppvärmning ges då av:

$$\dot{Q} = K_{tot} \cdot (t_{rum} - t_{ute})$$

(förenklad betraktelse men tillräcklig för en ekonomisk värdering)



Figur 4.33 Exempel på varaktighetsdiagram för Stockholm.

4.9.5 Dimensionering - Effekt och energi

Bilaga B5 visar hur energitäckningen q kan uttryckas som en funktion av effekttäckningen p :

- **Effekttäckning värme**

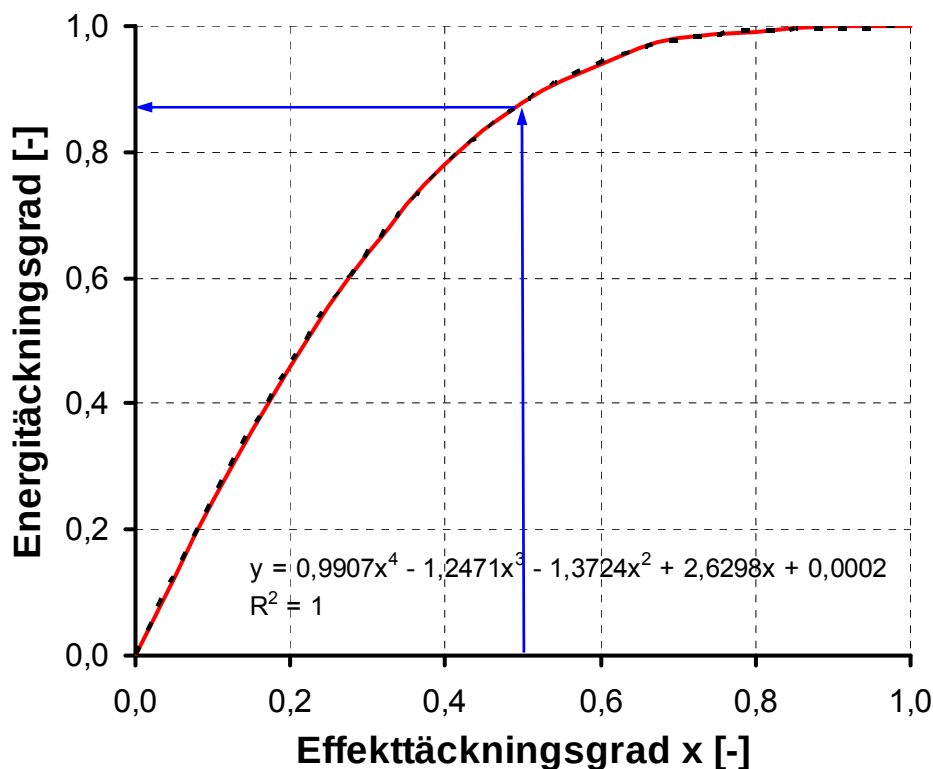
p_{vpa} [$\text{kW}_{vpa}/\text{kW}_{va,D}$], effekttäckningsgrad (D = dimensionerande)

I_{vpa} [$\text{SEK}/\text{kW}_{vpa}$], effektkostnad för värmepumpen

- **Energitäckning värme**

$q_{vpa} = q_{vpa}(p_{vpa})$ [-], energitäckningsgrad för värmepumpen.

Valet av energitäckningsgrad påverkas av klimat, byggnad, dimensionering, energikostnad samt investeringskostnaden för värmepumpen, K_{vpa} [$\text{SEK}/\text{kWh}_{vpa}$].



Figur 4.34 Relation mellan energitäckning och effekttäckning för Stockholm.

Som exempel visar Figur 4.34 sambandet mellan energitäckning och effekttäckning för Stockholm. Relationen är beräknad i Mathcad med utgångspunkt från ett matematiskt uttryck för utetemperaturens varaktighet. I diagrammet finns också inlagt en polynomapproximation för sambandet (kurva och anpassning finns båda inlagda i diagrammet men är svåra att särskilja).

4.9.6 Dimensionering - Kapitalkostnad för värmepumpsvärme

Med hjälp av kända värden på investeringskostnaden I och avskrivningsförutsättningarna (annuiteten a) kan kapitalkostnaden beräknas som funktion av effekttäckningen.

- **Kapitalkostnad för värme**

Kapitalkostnaden uttrycks som en funktion av effekttäckningsgraden,

$$K_{vpa} = K_{vpa}(p_{vpa}) : K_{vpa} = I_{vpa} \cdot a \cdot \frac{p_{vpa}}{q_{vpa}(p_{vpa}) \cdot \tau_{u,va}}$$

Figur 4.35 visar ett exempel för Stockholm med två alternativa investeringskostnader. Nivå 1 motsvarar en total kostnad av 150 000 SEK för en 10 kW bergvärmeanläggning och nivå 2 ger 100 000 SEK för motsvarande anläggning.

Alternativa investeringskostnader:

- $I_{vpa1} = 15\,000 \text{ SEK/kW}_{vpa}$

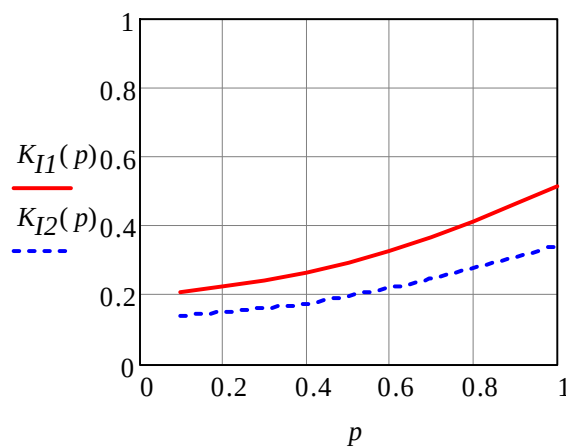
- $I_{vpa2} = 10\,000 \text{ SEK/kW}_{vpa}$

Beteckningar:

p = effekttäckningsgrad [-]

K = kapitalkostnad [SEK/kWh]

Kapitalkostnad för värme som funktion av effekttäckningen



Figur 4.35 Kapitalkostnad som funktion av effekttäckningsgraden för två alternativa investeringskostnader.

4.9.7 Dimensionering - Total kostnad för värmepumpsvärme

Den totala kostnaden för värmepumpsvärme ges av summan av kapitalkostnad per kWh och el-kostnad per kWh. Kapitalkostnaden för investeringen i värmepumpsanläggningen, $K_{I,vpa}$, behandlades i föregående avsnitt. Driftskostnaden (priset per kWh värme), K_{el} , ges av el-pris och värmepumpens systemårsfaktor. Totalpriset för värmen blir därmed:

$$K_{vpa} = K_{I,vpa} + \frac{K_{el}}{SFP_{vpa}}$$

Figur 4.36 visar hur den totala kostnaden för värmepumpsvärme varierar med effekttäckningsgraden med antagande om investeringskostnader enligt föregående avsnitt, $I_{vpa1} = 15\,000 \text{ SEK/kW}_{vpa}$ och $I_{vpa2} = 10\,000 \text{ SEK/kW}_{vpa}$, samt en systemårsfaktor $SFP_{vpa} = 3$. Underhållskostnaden finns inte med i denna figur men är lätt att inkludera.

Alternativa investeringskostnader:

- $I_{vpa1} = 15\,000 \text{ SEK/kW}_{vpa}$
- $I_{vpa2} = 10\,000 \text{ SEK/kW}_{vpa}$

Systemårsfaktor

$$SFP = 3$$

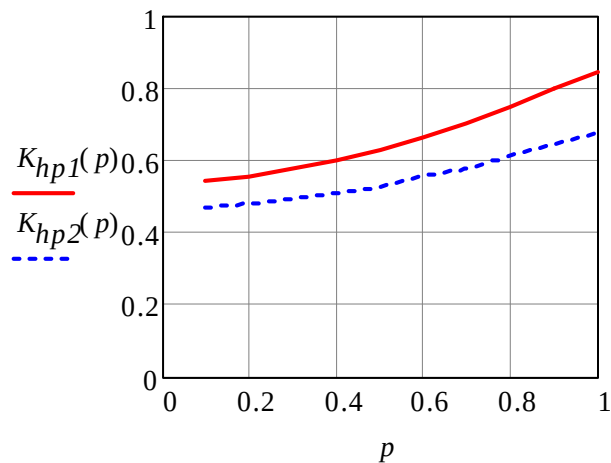
Beteckningar:

p = effekttäckningsgrad [-]

K = kapitalkostnad

[SEK/kWh]

Värmekostnad som funktion av effekttäckning



Figur 4.36 Total kostnad för värmepumpsvärme som funktion av effekttäckningsgraden.

4.9.8 Dimensionering - Total värmekostnad

För att bestämma den totala värmekostnaden saknas nu bara kostnaden för tillsatsvärmen, K_{tva} . I villavärmepumpar är det vanligast med el som tillsats och då blir tillsatskostnaden i stort sett lika med el-kostnaden (försumbar investering, ingår oftast i värmepumpen med dubblerad funktion som spets- och reservvärme). Den totala kostnaden kan uttryckas som:

$$K_{tot} = q_{vpa}(p_{vpa}) \cdot \left[K_{vpa}(p_{vpa}) + \left(\frac{1}{q_{vpa}(p_{vpa})} - 1 \right) \cdot K_{tva} \right]$$

Förutsättningarna för värmepump respektive tillsats är:

- **Värmepumpsvärme, K_{vpa} :** Kapitalkostnad hög, driftkostnad låg; $SFP = 3$
- **Tillsatsvärme, K_{tva} :** Kapitalkostnad låg, driftkostnad hög;
Alt.1: 1 SEK/kWh, Alt. 2: 2 SEK/kWh

Kostnader:

- $I_{vpa1} = 15\,000 \text{ SEK/kW}_{vpa}$
- $I_{vpa2} = 10\,000 \text{ SEK/kW}_{vpa}$
- $K_{tva1} = 1 \text{ SEK/kWh}_{el}$
- $K_{tva2} = 2 \text{ SEK/kWh}_{el}$

Systemårsfaktor

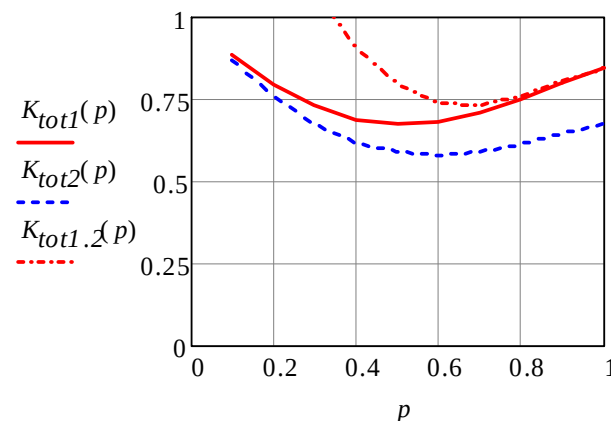
$$SFP = 3$$

Beteckningar:

p = effekttäckningsgrad [-]

K = kapitalkostnad

[SEK/kWh]



Figur 4.37 Total värmekostnad som funktion av effekttäckningsgraden.

Figur 4.37 visar hur den totala värmekostnaden per kWh värme varierar med värmepumpens effekttäckning för några alternativa kostnadsförutsättningar.

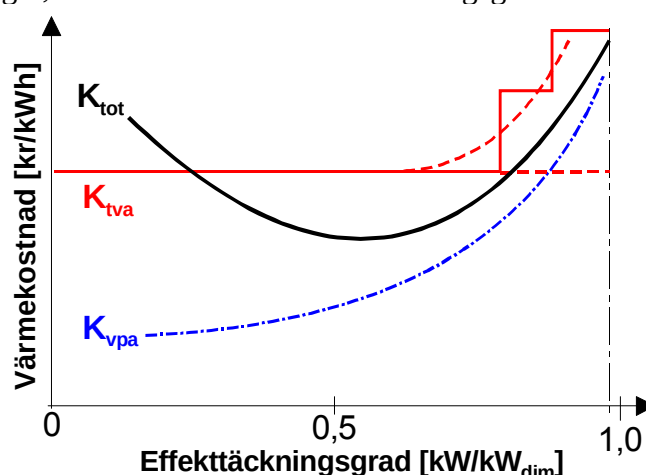
4.9.9 Optimal ekonomisk dimensionering

Som framgår av Figur 4.37 finns det ett minimum för kostnaden under givna förutsättningar. Detta minimum är ganska flackt och det är därför ingen stor ekonomisk risk att överdimensionera. Om man tror på en snabbare prishöjning på energin än konsumentpriset i allmänhet bör man därför satsa på en något högre effekttäckning än det som är optimalt i dagsläget. Det blir också mer intressant om tarifftaxor införs på el-priset, d.v.s. ett högre el-pris under höglastförhållanden. Med kapacitetsreglerade värmepumpar går det att lösa den högre effekttäckningen utan att öka kostnaden med extra tillsatsvärme och/eller överdimensionering av värmekälla och värmesänka. Genom att övervarva kompressorn når man det kortsiktiga värmeeffektbehovet, visserligen med lägre värmefaktor än vid normaldrift, men ändå mycket bättre än el-värme. Den totala kostnaden ges enligt föregående avsnitt av:

Total kostnad:

$$K_{tot} = \frac{Q_{vpa}}{Q_{tot}} \cdot \left[K_{vpa} + \left(\frac{Q_{tot}}{Q_{vpa}} - 1 \right) \cdot K_{tva} \right] \text{ [SEK / kWh]}$$

Figur 4.38 visar den principiella relationen mellan optimal ekonomisk effektdimensionering = minimalt pris för värmen. Figuren indikerar också möjligheten till framtida, variabla elpriser. Ökande pris under höglasttid kommer att förskjuta minimum åt höger, d.v.s. mot ökande effekttäkningsgrad.



Figur 4.38 Effekttäckningens påverkan av kostnaden för värmepumpsvärme och spetsvärme och hur kombinationen påverkar totalpriset.

Några sammanfattande kommentarer: Värmepumpen sparar bara vid drift! Kostnaden för värmepump, värmekälla och värmesänka ökar samtliga med ökande effekt. Man måste komma ihåg att en övereffekt ger en låg utnyttjandetid. Den gamla tumregeln att 50 % effekttäckning ger 80-90 % energitäckning visar att det krävs en lika stor anläggning (50 %) för att täcka de sista 10-20 procenten som för att täcka de första 80-90 procenten. Detta ger naturligtvis en mycket dålig ekonomi för överdimensioneringen. I det sammanhanget är kapacitetsreglering ett intressant alternativ till en tillsatsvärmearläggning. Man bör också ta i beaktande att introduktion av tariff- och/eller effekttaxa kommer att premiera hög täckningsgrad.

4.10 Resultatspridning

Den mest direkta spridningen av projektresultat har skett inom projektgruppen. Mycket öppna och givande diskussioner har kunnat föras och detta informationsutbyte har haft ett värde som väl matchar värdet av själva projektarbetet. Vi har även inkluderat en del av resultaten i grundutbildningen på Chalmers, t.ex. information om legionella och dess riskhantering. Dessutom har ett flertal miniseminarier genomförts i anslutning till projektmötena. Nedan följer en kort sammanställning av presentationer vid projektmötena (mötesprotokoll finns från samtliga möten) samt en sammanställning över publikationer och projektinformation.

4.10.1 Projektmöten

Följande projektmöten har genomförts under projektet (projektstart fördröjdes över ett år i avvaktan på styrelsebeslut).

2008-03-05 Chalmers, Göteborg

Presentationer:

- Fahlén, Per (Chalmers). Tappvattenvärmning med värmepump– Alternativa systemlösningar för varmvatten och värme^[R14]
- Erlandsson, Jessica (Chalmers). Tappvattenvärmning med värmepump – Alternativa systemlösningar för varmvatten och värme - Projektbeskrivning^[R2]

Diskussioner:

Normfrågor, provningsmetoder, komponenter, utrymmesproblem, belastningsprofiler, erfarenheter från fältmätningar.

2008-06-03 Chalmers, Göteborg

Presentationer:

Presentationerna från föregående möte togs i repris för nytilkomna deltagare^[R2, R14]

Diskussioner:

Varmvattentemperatur, tankkonstruktion, VVC och patent rörande pumpstyrning var några av huvudfrågorna för dagen.

2008-09-23 ESBE, Reftele

Presentationer:

- Pålsson, Henrik (ESBE). Ventiler.
- Erlandsson, Jessica (Chalmers). Tappvattenvärmning med värmepump – Fältmätningar
- Fahlén, Per (Chalmers). Tankar och laddningsprinciper.

Diskussioner:

Ventiltyper, fältmätningar, mätutrustning samt en planerad installation i Kivik.

2008-11-27 Chalmers, Göteborg

Presentationer:

- Broad, Michael (Alfa Laval). Värmeväxlare för tappvattenvärmning
- Erlandsson, Jessica (Chalmers). Tappvattenvärmning med värmepump – Projektplanering.
- Jönsson, Bertil (Boverket). Legionellarisker i rörsystem.

Diskussioner:

Systemlösningar, värmeväxlare, kalkutfällning och legionella.

2009-03-05 Chalmers, Göteborg

Presentationer:

- Erlandsson, Jessica (Chalmers). Tappvattenvärmning med värmepump – Projektstatus och planering av fältmätning.
- Persson, Per-Göran (Honeywell). Styr- och reglertekniska principer.

Diskussioner:

Fältmätningar i en idrottsanläggning samt utformning av en brukarenkät.

2009-06-03 Chalmers, Göteborg

Presentationer:

- Berglöf, Klas (Berglöfs Kylteknologi). ClimaCheck.
- Dalenbäck, Jan-Olof (Chalmers). IEA-projekt om kombination av värmepump och solfångare.
- Erlandsson, Jessica (Chalmers). Kategorisering av värmepumpssystem.
- Fahlén, Per (Chalmers). Krav för tappvattenvärmning.

Diskussioner:

Fältmätningar, kategorisering av värmepumpssystem samt enkätutformningen.

2009-10-01 Chalmers, Göteborg

Presentationer:

- Fransson, Niklas (Chalmers). Utformning av enkäter och tolkning av enkätsvar (synpunkter från en psykolog).
- Fahlén, Per (Chalmers). Sandhultsskolan - Planering av fältmätningar^[R16].

Diskussioner:

Fältmätningar, värmeöverföring i olika systemlösningar, samt enkätutformningen.

2010-03-11 Chalmers, Göteborg

Presentationer:

- Erlandsson, Jessica (Chalmers). Preliminära resultat från enkäten.
- Fahlén, Per (Chalmers). Teoretiska och uppmätta verkningsgrader för värmepumpar för varmvatten^[R18].

Diskussioner:

Enkätsvar, värmeöverföring och värmefaktorer.

2010-05-20 Kivik, Göteborg

Presentationer:

- Persson, Per-Göran (Honeywell). Presentation av mätinstallation och preliminära resultat - Luft/vattenvärmepump för värme och varmvatten.
- Erlandsson, Jessica (Chalmers). Preliminära resultat från enkäten.

Diskussioner:

Utformning av anläggningen i Kivik, styrproblem m.m.

4.10.2 Publikationer och projektinformation

Huvuddelen av projektets vetenskapliga resultat kommer att presenteras i Jessica Erlandssons licentiat avhandling (planerad i december 2010). Under projektets gång har arbetet fortlöpande redovisats vid egna seminarier, företagsseminarier, konferenser, tidskriftsartiklar och i samband med masterskurser på Chalmers (se nedanstående förteckning). Utöver dessa presentationer finns ytterligare konferensbidrag samt några planerade Chalmersrapporter.

- R1. Erlandsson, J, Fahlén, P, Lindholm, T, 2010. Improvements of heat pump efficiency by adding a storage tank – Monitoring experiences from a single family house. 10th REHVA World congress Clima 2010 Sustainable Energy Use in Buildings, Antalya, Turkey, 2010-05-09--12. (Rehva.)
- R2. Fahlén, P, 2010. Så mycket energi kan vi spara kostnadseffektivt. Sveriges Energiting 2010, Älvsjö, 2010-03-17.
- R3. Fahlén, P, 2010. Varmvatten test av värmepumpar - Diverse gamla resultat. Projektmöte P11 Värmepumpar för varmvatten, Chalmers, Göteborg, 2010-03-11.
- R4. Plessis, G, 2010. Load management strategies for residential air-to-water heat pump heating systems. Building Services Engineering, Thesis for M.Sc., Chalmers report E2010:02, (Chalmers University of Technology.) Gothenburg, Sweden.
- R5. Erlandsson, J., 2009. Fältmätningar, enkät och systemlösningar (Projektmöte med branschen 2009-10-01) Chalmers.
- R6. Fahlén, P., 2009. Fältmätning - Sandhultskolan (Projektmöte med branschen 2009-10-01) Chalmers.
- R7. Fransson, N., 2009. Enkäter – utformning och tolkning (Projektmöte med branschen 2009-10-01) Chalmers.
- R8. Erlandsson, J., 2009. Dagens systemlösningar och nomenklatur (Projektmöte med branschen 2009-06-03) Chalmers.
- R9. Fahlén, P., 2009. Krav på tappvarmvatten (Projektmöte med branschen 2009-06-03) Chalmers.
- R10. Erlandsson, J., 2009. Fältmätningar och enkätfrågor (Projektmöte med branschen 2009-03-05) Chalmers.
- R11. Persson, P-G., 2009. Reglerteknik (Projektmöte med branschen 2009-03-05) Chalmers.
- R12. Fahlén, P, Kretz, M, 2009. Så krångligt enkelt - Titta så mycket professor Fahlén sparat på sin energilösning. Energi och Miljö, vol. 80, nr. 3, 2009-03, sid. 16-18. Stockholm.

- R13. Broad, M., 2008. Värmeväxlare för varmvattenproduktion (Projektmöte med branschen 2008-11-27) Chalmers.
- R14. Erlandsson, J., 2008. Planering för projektet (Projektmöte med branschen 2008-11-27) Chalmers.
- R15. Jönsson, B., 2008. Legionella i rörsystem (Projektmöte med branschen 2008-11-27) Chalmers.
- R16. Erlandsson, J., 2008. Tappvattenvärmning med värmepump - projektbeskrivning (Effsys2-dagen 2008-11-11) Energimyndigheten, Eskilstuna.
- R17. Erlandsson, J., 2008. Fältmätningar (Projektmöte med branschen 2008-09-23) ESBE, Reftele.
- R18. Erlandsson, J., 2008. Heat pump water heaters (Doktorandkurs DTU) Lyngby, Danmark
- R19. Erlandsson, J., 2008. Tappvattenvärmning med värmepump (Projektmöte med branschen 2008-03-05 och 2008-06-03) Chalmers.
- R20. Fahlén, P., 2008. Värmepump för värme och varmvatten (Projektmöte med branschen 2008-03-05 och 2008-06-03) Chalmers.
- R21. Fahlén, P., 2007. Tappvattenvärmning med värmepump - Termodynamiska förutsättningar. VVS-Forum, nr. Teknik & Installation, 2007-04, sid. 52-53. Stockholm.
- R22. Fahlén, P., 2007. Tappvattenvärmning med värmepump - Tekniska lösningar. VVS-Forum, nr. Teknik & Installation, 2007-04, sid. 54-58. Stockholm.
- R23. Fahlén, P., 2005. Värmepumpar måste inte vara en legionellarisk. VVS-Forum, nr. Teknik & Installation, 2005-04, sid. 64-66. Stockholm.

5 Diskussion och slutsatser

Detta avsnitt ger en sammanfattande diskussion av vad vi hittills uppnått i arbetet. Vi ger också några korta synpunkter kring förutsättningarna för kommersialisering och ett antal slutsatser beträffande hittills uppnådda resultat.

5.1 Diskussion

Litteratursökningar har visat att det finns en stor brist på systematiska studier av värmepumpar för kombinationen värme och varmvatten. Enkäter och fältmätningar tyder emellertid på att brukarna, åtminstone i egna hem, är nöjda med den varmvattenkomfort som dagens värmepumpar ger. I prioriteringen mellan varmvattenkomfort och varmvattenekonomi tenderar ekonomin att komma högst. En avspegling av detta är kanske att man valt värmepump i första hand. Å andra sidan har prioriteringen inte ställts på sin spets eftersom man inte haft några klagomål på varmvattenkomforten.

Den svenska norm som reglerar kraven på varmvattnets kvalitet och kvantitet är Boverkets Byggregler, BBR, i kapitel 6:6. Kraven på energieffektivitet regleras i kapitel 9. Beträffande vattnets kvalitet är temperaturnivån och kopplingen till mikrobiell tillväxt, framförallt Legionella, en huvudfråga. I rådtext finns också en skrivning från NKB som beskriver hur kvantitetskravet kan verifieras.

BBR:s regler ger dimensioneringsförutsättningarna för den svenska marknaden. Genom kravet på minst 50 men högst 60 °C vid tappstället blir intervallet som vattenvärmaren ska klara ganska snävt. I rådtext finns också en formulering om att stillastående tappvarmvatten bör förvaras vid minst 60 °C. Det går naturligtvis att lagra vatten vid högre temperatur eller att direkt värma kallvatten till användbar temperatur, utan ackumulering. Det första alternativet kräver blandningsventiler och annan skyddsutrustning medan det andra alternativet ställer orimliga krav på tillgänglig effekt för varmvatten (nästan 40 kW) i förhållande till värme (mindre än 4 kW i moderna småhus).

Vi har i detta projekt i stället studerat en lösning som kombinerar lagring av energin i dött vatten (inga sanitetskrav) med direktvärmning av kallvatten. Det ger tillgång till den höga effekt som behövs momentant utan att den behöver finnas som köpt effekt. Lösningen har visat sig fungera som tänkt och ger en rad fördelar i förhållande till de alternativ som dominerar marknaden i dagsläget (se vidare under 5.3). Funktionen har verifierats både genom fältmätningar och genom laborietester.

Rådtexten för mängden varmvatten i form av uppvärmningstid, stora urtappningar och återhämtningstid ger ett mängdkrav som är i paritet med kravet i den svenska standarden SS2095. Denna standard har ersatts av den europeiska standarden EN-255-3 som f.n. omarbetas. Vi har emellertid pekat på vägar för att med en given utvärderingsmetod kunna vissa om en viss kravformulering är uppfylld eller inte (se bilaga B3). Det som krävs av utvärderingsmetoden är att den ger resultat beträffande uppladdningstid, tomgångsförbrukning, värmefaktor vid normaldrift samt den maximalt möjliga urtappningen av varmvatten.

Funktionen kommer att analyseras djupare med hjälp av simuleringar i det fortsatta arbetet. Vi har hittills nöjt oss med att ta fram en enkel "svart låda" modell för

värmepumpen. Modellen kan direkt importera provningsdata från labtester och generera en funktion som ger värmeeffekt och driveffekt för godtyckliga kombinationer av köld- och värmebärartemperatur (se bilaga B6). Modellen används för att se hur systemfaktorn med en given värmepump påverkas av systemlösningen. Vi har emellertid tillgång till mer detaljerade värmepumpsmodeller från tidigare och pågående, parallella projekt. Dessa kan användas i framtida studier om fokus skiftar från systemfrågan till möjliga förbättringar av själva värmepumpen.

5.1.1 Täckningsgrad

En viktig fråga, som behandlats även inom tidigare Effsys-projekt, är vilken täckningsgrad som är tekniskt-ekonomiskt optimal. Under lång tid har tumregeln varit att dimensionera för 50 % effekttäckning^[30] (se avsnitt 4.9 Ekonomi). I dagsläget har optimal effekttäckning stigit till 60-65 % och det är det mest ekonomiskt med en enkel el-patron för spetseffekten.

I framtiden kommer förutsättningarna att ändras. Dels minskar effekt- och energibehoven för rumsvärmning och dels kommer nya krav som begränsar den maximala el-effekten (se avsnitt 4.3). Dessutom blir de ekonomiska beräkningsförutsättningarna annorlunda när inte längre rumsvärmningen kan användas för att skriva av investeringen utan varmvatteninvesteringen måste stå på egna ben för att motivera en värmepumpslösning. Flera studier har kommit fram till att det mest ekonomiska är att göra värmepumpen heltäckande. En sådan lösning kräver att värmepumpen är kapacitetsreglerad och/eller utrustad med en bra och väldimensionerad ackumulatortank för att kunna hantera den överkapacitet som finns större delen av året. Fahlén^[17, 20, 21, 26, 27, 29, 33] och Karlsson^[42, 44-47, 49-51] har diskuterat förutsättningarna i ett flertal artiklar/rapporter.

Ett ytterligare steg i frågan om effekttäckning är möjligheterna för el-företag och/eller brukare att laststyra el-apparater i samband med hög efterfrågan. Vi på avdelningen på Installationsteknik har i olika sammanhang studerat olika möjligheter att med styrtekniska lösningar använda byggnaden som lager av hög eller låg temperatur. På så vis kan man flytta värme i tiden från perioder av värmeöverskott till perioder med värmeunderskott. Fahlén har i anslutning till en teknikupphandlingstävling för intelligenta styrsystem, inkluderande externt kontrollerad styrning med internt optimerad lastprioritering, utvecklat en realtidssimuleringsmetod för att testa denna typ av system. För värmepumpar innebär detta att kravet på maxeffekt ökar ytterligare. Installationen måste kunna återhämta en värmeleverans, som avbryts av t.ex. el-företagets styrning, inom en begränsad tid. Det betyder att effektdimensioneringen ökar till mer än 100 %. Vi har i samarbete med EDF i Frankrike studerat problemställningen i ett mastersarbete^[57] om laststyrning av luft/vattenvärmepumpar.

5.2 Kommersialiseringsmöjligheter

Arbetet har inriktats mot att ge ett underlag för ökad och effektivare tillämpning av värmepumpar samt för att minska elanvändningen och den indirekta miljöbelastning som följer av el-produktion. Genom att ta fram lösningar som har en mer generell tillämpning (färre modeller), längre livslängd och bättre systemverkningsgrad kan både den tillverkningsrelaterade och den energirelaterade miljöbelastningen minska. Den systemlösning som vi studerat i detta projekt uppfyller

samtliga dessa målsättningar och borde därför ha goda möjligheter till kommersiell framgång. Vi har också tagit fram en metodik för ekonomisk analys (se bilaga B5), som vi kommer att utveckla mer med hänsyn till varmvattenaspekten.

Den energirelaterade miljöbelastningen kan vi minska genom minskad tillsatsvärme samt minskad drivenergi till pumpar och kompressor (högre årsvärmefaktor SPF_{vpa}) samt genom högre täckningsgrad (högre systemårsfaktor SPF_{va}). Tappvattenvärmning med värmepump kan även ersätta befintliga elvattenvärmare; i Europa använder ca. 30 % av alla hushåll el-beredare och 1997 uppskattades elanvändningen till dessa vara 87 TWh/år (bara tomgångsförlusterna var ca. 19 TWh/år). Nedan följer några korta kommersialiseringsaspekter:

”Styrka”

- Förbättrad varmvattenkomfort ger kundtillfredsställelse
- Hög värmefaktor ger låg känslighet för framtida energiprishöjningar
- Bekvämt (värmepump nästan lika bekvämt som el och fjärrvärme)

”Svaghet”

- Hus med litet värmebehov ger lägre besparingspotential och mindre utrymme för investering
- Eldrivna apparater ses ofta negativt av politiker, myndigheter, organisationer

”Möjlighet”

- Ökande energipriser
- Högre krav på varmvattenkomfort (mängd, temperatur)
- Ökande priser på konkurrerande alternativ (fjärrvärme, olja)
- Kan erbjuda både varmvatten, värme och kyla

”Hot”

- Eventuella begränsningar i BBR beträffande el för uppvärmning och skärpta krav för att minska risken för mikrobiell tillväxt
- Elpris i relation till pellets och fjärrvärme
- Luft/luft värmepumpar i direktelvärmda småhus (varmvatten med befintlig el-beredare)

Värmepumpar tillverkas traditionellt i Sverige av små och medelstora företag, vilka inte alltid har möjlighet att själva bedriva kvalificerad FoU-verksamhet. Projektet har därmed stort intresse även ur ett SMF-perspektiv (SMF = små och medelstora företag; prioriterad inriktning för tillämpad forskning). Den industriella relevansen för vårt arbete har säkrats genom medverkan av ett antal svenska industriföretag och ett mycket nära samarbete med fyra värmepumpstillverkare. Några är några av företagen uppköpta av internationella storföretag men utvecklingen ligger fortfarande i stor utsträckning hos det svenska företaget och har i stor utsträckning SMF-förutsättningar.

5.3 Slutsatser

Dagens värmepumpssystem för småhus ger en god varmvattenkomfort men det finns en hel del att förbättra beträffande driftekonomi och allmän systemutformning. T.ex. är det av stort intresse att hitta en lösning som kan hantera de vitt skilda förutsättningar och krav som finns internationellt beträffande skydd mot korrosion och mikrobiell tillväxt.

Vi har, inom ramen för projektet, visat ett nytt koncept^[13, 21, 23] som har potential att klara ovanstående önskemål. Konceptet har fungerat enligt plan och har uppvisat ett antal fördelar i förhållande till de lösningar som i dagsläget dominerar den svenska marknaden. De viktigaste fördelarna är:

- Lägre tryckklass för tanken (2 bar i stället för 10 bar); detta ger en billigare tank med enklare godkännande.
- Låg korrosionsrisk (dött vatten i stället för färskvatten); detta ger billigare tank, längre livslängd och inget krav på underhåll av offeranoder.
- Låg risk för utfällningar (dött vatten); ingen omsättning av vattnet ger att problem med utfällning av kalk och andra oorganiska föreningar elimineras.
- Låg risk för problem med organiska utfällningar och mikrobiell tillväxt, t.ex. Legionella (dött vatten); enda färskvattenvolymen i systemet är en mycket kompakt plattvärmväxlare av rostfritt stål (lätt utbytbar).
- Mycket bra skiktningsegenskaper; extern värmväxling gör att egenkonvektion i lagringstanken minimeras.
- Enkel förvärmning av inkommande kallvatten; värmesystemdelen håller typiskt en temperatur mellan 30 och 50 °C, vilket är perfekt för att förvärma inkommande kallvatten.
- Enkel optimering av temperaturnivån i tanken för att nå en bra totalvärmefaktor; så länge rumsvärmning dominerar optimeras värmesystemdelen av tanken för rumsvärmning för att sedan skifta till optimering ur tappvattensynpunkt när detta dominerar energianvändningen.
- Möjlighet att direkt få varmt vatten, även vid tömd beredare; direktvärmning till användbar temperatur i varmvattendelen av tanken gör att det går att få ett begränsat flöde med användbar temperatur (t.ex. för att tvätta händerna).
- Möjlighet till ytterligare systemfunktioner; tanken kan utformas för att utgöra ett integrerat avluftnings- och expansionskärl för hela systemet.

Funktionerna har verifierats i en verklig anläggning och det pågår en utvärdering av ytterligare en anläggning. I ett examensarbete^[38] har en värmepumpstillverkare, via laboratorietester, jämfört det nya konceptet med de alternativ som i dagsläget förekommer på marknaden. Slutsatsen är att den nya lösningen ger klart bättre resultat, både beträffande mängden varmvatten ur en given volym, återhämtningstid och värmefaktor. Den kan dessutom ersätta ett antal olika system- och materialval som i dagsläget krävs för att uppfylla lokala krav på olika marknader.

6 Referenser

1. Bergström, U, Lundin, L, 1985. Frånluftsvärmepumpar i flerbostadshus - Projekteringsanvisningar samt driftserfarenheter från ett 20-tal anläggningar. Teknisk rapport 1985:08, (Statens provningsanstalt.) Borås, Sweden.
2. BFS2008:20, 2008. BBR Boverkets Byggregler BFS1993:57 med ändringar till och med 2008:20. (Boverket.) Karlskrona.
3. Björk, E, Wiklund, S, 1980. Praktisk provning av vattenburet värmesystem med värmepump och konvektorer/radiatorer. BFR-rapport R131:1980, (Statens råd för byggnadsforskning.) Stockholm, Sweden.
4. Bröms, G, 2003. Spetsvärmelösningar för villavärmepumpar - Toppeleffektbehov och elsystemkonsekvenser. (Swedish State Power Board.) Alvkärlby, Sweden.
5. Bröms, G, Henfridsson, U, Holmberg, P, 2005. Spetsvärmelösningar för villavärmepumpar. eff-Sys H24, 32 sidor. (Statens Energimyndighet.) Eskilstuna, Sweden.
6. Dalenbäck, J-O, Göransson, A, Jagemar, L, Nilsson, A, Olsson, D, Pettersson, B, 2005. Åtgärder för ökad energieffektivisering i bebyggelse - Underlagsmaterial till Boverkets regeringsuppdrag beträffande energieffektivisering i byggnader (M2004/4246/Kb). CEC 2005:1, 108 plus appendices sidor. (Chalmers University of Technology, Building Services Engineering.) Göteborg, Sweden.
7. EEC, 1992. Council Directive 92/75/EEC of 22 September 1992 on the indication by labelling and standard product information of the consumption of energy and other resources by household appliances. EEC Official Journal L 297, 1992-10-13.
8. EN255-1, 1997. Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors - Heating mode - Part 1: Terms, definitions and designations. Utgåva 2, February. (CEN.) Brussels, Belgium.
9. EN255-3Rev, 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.
10. Fahlén, P, 1987. Laboratorieprovning av värmepumpar - erfarenheter 1984-1986. Arbetsrapport 1987:27, (Statens provningsanstalt.) Borås, Sweden.
11. Fahlén, P, 1988. Sanitary Hot Water Heat pumps - Testing and classification. Arbetsrapport 1988:44, (Statens provningsanstalt.) Borås, Sweden.

12. Fahlén, P, 1991. Laboratory testing of heat pumps - Experience 1984 - 1986. SP Report 1990:19, (The Swedish National Testing and Research Institute.) Borås, Sweden.
13. Fahlén, P, 1992. Konvertering av varmvattenberedare till direktväxling. Research application, (SP Swedish National Testing and Research Institute.) Borås, Sweden.
14. Fahlén, P, 1993. Långtidsfunktion hos styr- och reglerutrustning. BFR-rapport R43:1993, (Statens råd för byggnadsforskning.) Stockholm, Sweden.
15. Fahlén, P, 1993. Nuteks teknikupphandlingstävlingar - Förslag till kravspecifikation för värmepumpsystem. (SP Sveriges Provnings- och forskningsinstitut.) Borås.
16. Fahlén, P, 1995. Nuteks teknikupphandlingstävlingar - Preliminär kravspecifikation för tappvattenvärmare. (SP Sveriges Provnings- och forskningsinstitut.) Borås.
17. Fahlén, P, 1998. NTVVS1462-99: Projektbeskrivning - Laboratorieprovning av kapacitetsreglerade värmepumpar. (SP.) Borås.
18. Fahlén, P, 1998. Värmepumpens tekniska utveckling. "Energiteknik 98", Tekniska Mässan i Göteborg, 22 April.
19. Fahlén, P, 2000. Ground-source heat pumps - Recharging of bore-holes by exhaust-air coils. Cold Climate HVAC 2000, Sapporo, Japan, 1-3 November. vol. 1, sid. 257-262. (SHASE/ASHRAE/SCANVAC.)
20. Fahlén, P, 2001. Integrerad styrning av kyl- och värmepumpsanläggningar. Research application, (SP Swedish National Testing and Research Institute.) Borås, Sweden.
21. 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, Sweden.
22. Fahlén, P, 2004. Värmepumpar i vattenburna system – Effektiva lösningar med värme och varmvatten vid konvertering av elvärmda småhus. 3:e eff-Sys-dagen, Eskilstuna, Sweden, 2004-03-03--04. vol. 1, sid. 16. (Statens Energimyndighet.)
23. Fahlén, P, 2005. Kombitank för värme och varmvatten – Resultat från mätningar på en värmepumpsinstallation. eff-Sys H23, 63 sidor. (Statens Energimyndighet.) Eskilstuna, Sweden.
24. Fahlén, P, 2005. Värmepump för värme och varmvatten – Ackumulering och styrning. 4:e eff-Sys-dagen, Stockholm, Sweden, 2005-01-13. (Statens Energimyndighet.)

25. Fahlén, P, 2006. Framtida värmepumpssystem - Förutsättningar och påverkansfaktorer. Villavärmepumpar igår, idag och imorgon, Älvsjömässan, Stockholm, 2006-01-11. (VVS-tekniska föreningen.)
26. Fahlén, P, 2007. Capacity control of air coils in systems for heating and cooling - Transfer functions and drive power to pumps and fans. R2007:01, (Building Services Engineering.) Göteborg.
27. Fahlén, P, 2007. Opportunities in the design of control-on-demand HVAC systems – Reduction of pump and fan work. R2007:02, (Building Services Engineering.) Göteborg.
28. Fahlén, P, 2008. Efficiency aspects of heat pump systems - Load matching and parasitic losses (keynote speech). 9th IEA Heat Pump Conference, Zürich, Switzerland, 2008-05-20 -- 22. vol. CD-proceedings,
29. Fahlén, P, 2009. Capacity control of hydronic fan-coil units – Reduction of pump work - A study on behalf of TAC. R2009:02, (Building Services Engineering.) Göteborg.
30. Fahlén, P, 2010. Så mycket energi kan vi spara kostnadseffektivt. Sveriges Energiting 2010, Älvsjö, 2010-03-17.
31. Fahlén, P, et al, 1991. Indata vid energiberäkning i småhus. SP-Arbeitsrapport 1991:08, (Statens provningsanstalt.) Borås, Sweden.
32. Fahlén, P, Karlsson, M, Kovacs, P, 1993. Värmeåtervinning ur frånluft - Långtidsfunktion för FTX-system i småhus. BFR-rapport R17:1993, (Statens råd för byggnadsforskning.) Stockholm, Sweden.
33. Fahlén, P, Markusson, C, Haglund Stignor, C, 2007. Capacity control of liquid-cooled air-coolers. 22nd International Congress of Refrigeration, Beijing, China, 2007-08-21--26. (International Institute of Refrigeration.)
34. Glas, L-O, 1990. Inkopplingsprinciper och inregleringsmetoders inverkan på värmepumpsystemens prestanda. BFR-rapport R49:1990, 19 plus bilagor sidor. (Statens råd för byggnadsforskning.) Stockholm, Sweden.
35. Glas, L-O, Karlsson G, K H, 1982. Utveckling av värmepumpssystem för bostäder. R73:1982, (Swedish Council for Building Research.) Stockholm, Sweden.
36. Granryd, E, 1974. Inverkan av fläkteffekten vid förångare och kondensor på en kylanläggnings kyleffekt och totala energibehov. The 1998 International Refrigeration Conference, Purdue University, USA, 1998.
37. Granryd, E, 1998. Power for fans and pumps in heat exchangers of refrigerating plants. The 1998 International Refrigeration Conference, Purdue University, USA, 1998.

38. Haak, T A, 2010. Development of a Domestic Hot Water Solution for Heat Pump Systems (not for publication). Building Services Engineering, Thesis for M.Sc., Chalmers report E2010:02, (Reutlingen University.) Reutlingen, Germany.
39. 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, 29 sidor. (SP Swedish National Testing and Research Institute.) Borås.
40. Hultström, M, Küçükaslan, E, Palm, K, Stenérus, A-S, 2006. Tappvarmvatten - den stora boven. Energi och Miljö, vol. 77, nr. 8, 2006-08, sid. 56-58. Stockholm.
41. Karlsson, F, 2004. Integrerad styrning av kyl- och värmepumpsanläggningar - Slutrapport. eff-Sys H6, 7 sidor. (Statens Energimyndighet.) Eskilstuna, Sweden.
42. 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.
43. 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.
44. Karlsson, F, Fahlén, P, 2001. Nya styrningar leder till energibesparingar. 16:e Nordiske kölemöde, 9:e Nordiske varmepumpedage, Köpenhamn, Danmark, 30-31 August.
45. Karlsson, F, Fahlén, P, 2002. Parametric study of energy saving potential for capacity controlled heat pumps - Optimal condensation temperature. 7th IEA Heat Pump Conference, Beijing, China, 2002-05-19 -- 22. vol. 1, sid. 566-576.
46. Karlsson, F, Fahlén, P, 2003. Energy saving potential of capacity controlled brine-to-water heat pumps. 21st International Congress of Refrigeration, Washington, USA, 2003-08-17--22. (International Institute of Refrigeration.)
47. Karlsson, F, Fahlén, P, 2003. Integrerad styrning av kyl- och värmepumpsanläggningar. 2:a eff-Sys-dagen, Göteborg, 2003-01-09. vol. 1, sid. 7. (Statens Energimyndighet.)
48. Karlsson, F, Fahlén, P, 2004. Driftoptimering av värmepumpssystem. 3:e eff-Sys-dagen, Eskilstuna, Sweden, 2004-03-03--04. vol. 1, (Statens Energimyndighet.)

49. Karlsson, F, Fahlén, P, 2005. Kapacitetsreglering av bergvärmepump. 4:e eff-Sys-dagen, Stockholm, Sweden, 2005-01-13. (Statens Energimyndighet.)
50. Karlsson, F, Fahlén, P, 2008. Impact of design and thermal inertia on the energy saving potential of capacity controlled heat pump heating systems. *International Journal of Refrigeration*, vol. 31, 2008-06, sid. 1094-1103. (Elsevier Science Ltd, IIR.).
51. Karlsson, F, Fahlén, P, Stenlund, M, 2005. Driftoptimering av värmepumpssystem - Resultat från provningar. SP AR 2005:15, 45 sidor. (SP Swedish National Testing and Research Institute.) Borås.
52. Lechner, H, Simader, G, Lebot, B, Lopes, C, Le Devehat, P, Hinnells, M, Adnot, J, Riahle, A, Orphelin, M, Mebane, B, et al., 1998. Analysis of energy efficiency of domestic electric storage water heaters - Study for the Directorate General for Energy (DG XVII) of the Commission of the European Communities. Contract no. SAVE-4 1031/E/95-013, Druckerei Hafner KEG, Vienna, Austria.
53. Lorenz, K, 2001. Kombisolvärmesystem - Utvärdering av möjliga systemförbättringar. *Building Services Engineering*, Thesis for Lic.Eng., Chalmers report D59:2001, 98 sidor. (Chalmers University of Technology.) Göteborg.
54. Munther, K, 1991. Nya Enorm. (Karl Munther Energiforskning AB.) Stockholm.
55. NTVVS086, 1990. Exhaust air heat pumps: Performance. Utgåva 1, September. (Nordtest.) Esbo, Finland.
56. Paulsen, O, 1996. Dimensionering av vandvarmere - Ett nyt dimensioneringsgrundlag basert på dynamisk simulering. 19 sidor. (DTI.).
57. Plessis, G, 2010. Load management strategies for residential air-to-water heat pump heating systems. *Building Services Engineering*, Thesis for M.Sc., Chalmers report E2010:02, (Chalmers University of Technology.) Gothenburg, Sweden.
58. Ruud, S, 2009. Ekonomiska värme- och kylsystem för lågenergihus, Svein Ruud, SP. Effsys2 dagen 2009, KTH, Stockholm, 2009-12-14.
59. Shah, L J, 2001. Heat transfer correlations for vertical mantle heat exchangers. *Solar Energy*, vol. 69 (suppl.), nr. 1-6, 2001, sid. 157-171. (Elsevier Science Ltd.) Great Britain.
60. Shah, L J, Furbo, S, 1998. Correlation of experimental and theoretical heat transfer in mantle tanks used i low flow SDHW systems. *Solar Energy*, vol. 64, nr. 4-6, 1998, sid. 245-256. (Elsevier Science Ltd.) Great Britain.

61. Shah, L J, Morrison, G L, Behnia, M, 2000. Characteristics of vertical mantle heat exchangers for solar water heaters. Solar Energy, vol. 67, nr. 1-3, 2000, sid. 79-91. (Elsevier Science Ltd.) Great Britain.
62. SP, 2006. Årsmätning på fem bergvärmeanläggningar i Sjuhärad. 29+appendices sidor. (Statens Energimyndighet, SP Sveriges Provnings- och Forskningsinstitut AB.) Eskilstuna, Sweden.
63. SS1897, 1984. Kyl- och värmeutrustning - Kylteknik och värmepumpsteknik - Terminologi. Utgåva 1, 25 June. (Sveriges Mekanstandardisering.) Stockholm, Sweden.
64. SS2095, 1986. Värmeutrustning - Värmepumpar - Laboratorieprovning av prestanda. Utgåva 1, 25 December. (Sveriges Mekanstandardisering.) Stockholm, Sweden.
65. SS2620, 1988. Värmeutrustning - Värmepumpar - Fältprovning och prestandaredovisning. Utgåva 1, 25 December. (Sveriges Mekanstandardisering.) Stockholm, Sweden.
66. Stipanuk, D M, Ludington, D C, 19xx. Heat pump water heaters: A comment on factors affecting operating COP. ASHRAE, USA, vol. Paper no. 2822, sid. 303-311.
67. Svensson, G, 1973. Dygnsbehovet av tappvarmvatten. BFR-rapport R57:1973, 31 sidor. (Statens råd för byggnadsforskning.) Stockholm, Sweden.
68. Zhou, Y, Fahlén, P, Lindholm, T, 2006. Performance and optimum for a ground-coupled liquid loop heat recovery ventilation system. 2006 International Refrigeration and Air-Conditioning Conference, Purdue University, USA, 2006-07-17--19.

B1 Symboler, förkortningar, definitioner

Storhetsbeteckningar ansluter sig till ISO-standard med undantag av flöden och effekter. Dessa betecknas enligt gängse vetenskapligt system med ISO-symbolen för energi, volym, massa etc. men med pricksymbolen för tidsderivata för att ange ”per tidsenhet” (t.ex. V = volym och $\dot{V}$ = volymflöde, Q = värme och $\dot{Q}$ = värme-flöde, värmeeffekt). I den mån index finns standardiserade används de svenska standarderna SS1897^[3] och SS2620^[4].

Referenser i löpande text anges med referensens ordningsnummer enligt referens-listan i slutet av rapporten satt inom [], t.ex. ... EN255-1 ...

Denna bilaga är indelad i symboler för fysikaliska storheter (fördelade på latinska och grekiska bokstäver), index, förkortningar och definitioner.

B1.1.1 Latinska bokstäver

A	area	[m ²]
C	värmekapacitet ($C = M \cdot c$)	[J/K]
$\dot{C}$	värmekapacitetsflöde ($\dot{C} = \dot{M} \cdot c_p$)	[W/K]
c	specifik värmekapacitet	[J/(kg·K)]
c	hastighet	[m/s]
COP	värmefaktor, $COP = \frac{\dot{Q}}{\dot{W}_e}$	[$W_{thermal}/W_{electric}$]
D	behovsfaktor (demand factor)	[-]
D	reglersvårighet (difficulty of control)	[%]
d, D	diameter	[m]
F	korrektionsfaktor för den logaritmiska medeltemperatur-differensen för värmeväxlare som inte är rena motströms eller medströms växlare	[-]
f	frekvens	[Hz]
f	koefficient för friktionstryckfall	[-]
g	tyngdacceleration	[m ² /s]
H	entalpi	[J]
h	specifik entalpi	[J/kg]
H	höjd, tryckhöjd	[m]
h	höjd	[m]
n	varvtal	[varv/s eller varv/min]
K	förlustfaktor ($K = U \cdot A$)	[W/K]
L	lastfaktor	[-]
L	längd	[m]
l	karaktäristisk längd	[m]
M	massa	[kg]
$\dot{M}$	massflöde	[kg/s]
N, n	antal, ("no. of transfer units")	
p	tryck (tryckdifferens betecknas Δp , se Δ)	[Pa]

Q	värme (termisk energi)	[J]
$\dot{Q}$	värmeeffekt (termiskeffekt)	[W]
q	specifik värme energi	[J/kg]
$\dot{q}$	specifik värmelast (ytbelastning)	[W/m ²]
R	faktor för friktionstryckfall	[Pa/m]
R	förhållande mellan värmekapacitetsflöden, $R = \dot{C}_{\min} / \dot{C}_{\max}$	[Pa/m]
R	relativ gångtid	[-]
r	förhållande mellan det aktuella värdet och dimensioneringsvärdet för en storhet	[-]
r	radie	[m]
r	fasomvandlingsvärme	[J/kg]
SFP	specifik fläkteffekt (Specific Fan Power)	[kW/(m ³ /s)]
SPF	årsvärmefaktor (Seasonal Performance Factor)	[W _{thermal} /W _{electrical}]
T	termodynamisk (absolut) temperatur	[K]
t	temperatur (Celsius)	[°C]
U	värmegenomgångskoefficient	[W/(m ² ·K)]
u	hastighet	[m/s]
V	volym	[m ³]
$\dot{V}$	volymflöde	[m ³ /s]
W	bredd (width)	[m]
W	arbete (mekanisk eller elektrisk energi)	[J]
$\dot{W}$	effekt (mekanisk eller elektrisk effekt)	[W]
w	hastighet	[m/s]
x	ångkvot (specifik fuktighet)	[kg _{water vapour} /kg _{dry air}]
x	relativt värde för styrande variabel	[-]
y	relativt värde för styrd variabel	[-]
z	längdkoordinat	[m]

B1.1.2 Grekiska bokstäver

α	värmeövergångskoefficient	[W/(m ² ·K)]
β	auktoritet för styrventiler, $\beta = \Delta p_{CV} / \Delta p_{tot}$	[-]
Δp	tryckdifferens	[Pa eller kPa]
ΔT	temperature change; see figur B1.1	[K eller °C]
	ändring av temperaturen för en fluid, t.ex. $\Delta T_A = T_{A1} - T_{A2}$	
δ	avstånd (tjocklek för ett skikt)	[m]
ε	värmeväxlareffektivitet (e.g. termisk effekt $\varepsilon = \dot{Q} / \dot{Q}_{\max}$)	[-]
ϕ	relativt ångtryck	[Pa'/Pa" or %]
η	verkningsgrad (t.ex. temperatur $\eta_t = \Delta t / \Delta t_{\max}$)	[-]
λ	värmeledningsförmåga	[W/(m·K)]
μ	viskositet (dynamisk)	[Pa·s]
ν	viskositet (kinematisk)	[m ² /s]

θ	temperaturdifferens [K]; skillnad mellan två fluidtemperaturer; se figur B1.1
θ_m	medeltemperaturdifferens ($= \overline{T_A - T_B}$); see figur B1.1
θ_{am}	aritmetisk medeltemperaturdifferens ($= \frac{\theta_1 + \theta_2}{2}$)
θ_{gm}	geometrisk medeltemperaturdifferens ($= \sqrt{\theta_1 \cdot \theta_2}$)
θ_{lm}	logarithmic medeltemperaturdifferens ($= (\theta_1 - \theta_2) / \ln(\theta_1 / \theta_2)$)

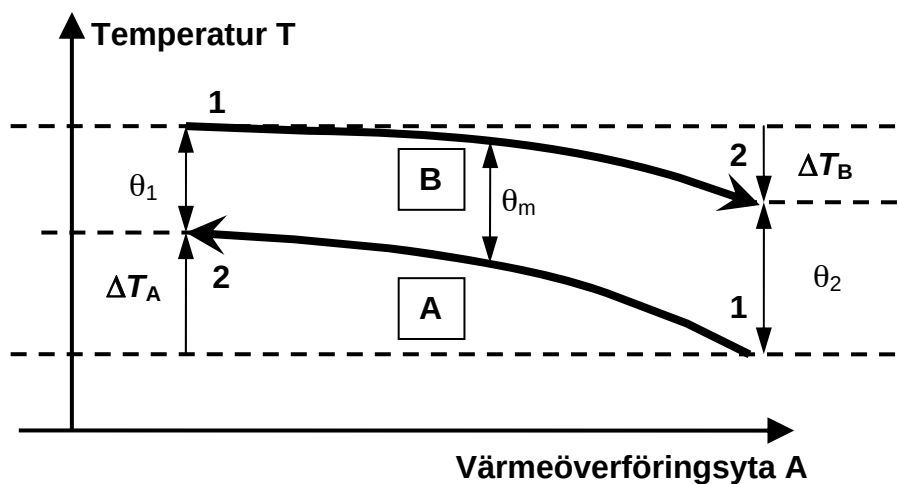


Figure B1.1 Temperaturändringar för fluiderna A och B samt temperaturdifferenser mellan fluiderna i en värmeväxlare. In- och utlopp betecknas med 1 respektive 2. A är det värmda mediet och B det värmande mediet. Med utgångspunkt från A blir inloppsdifferensen θ_1 och utloppsdifferensen θ_2 .

ρ	densitet	[kg/m ³]
ζ	koefficient för engångsförluster av tryck	[-]
τ	tid	[s]

B1.1.3 Index

Index är normalt självförklarande och skrivna med små bokstäver. Ordningen är: medium och/eller komponent plus position, t.ex. för temperaturer $t_{a,i}$ (air inlet), $t_{a,e}$ (air, exhaust) eller t_{ah1} (air-heater inlet). Om det bara finns ett medium så kan tillhörande index utelämnas. Vanligt förekommande index listas nedan:

Medium

a	air	l	luft
b	brine (cooling agent)	R	refrigerant (köldmedium)
F	frånluft	vb	värmebärare
kb	köldbärare	vv	varmvatten
kv	kallvatten	w	water

Komponent

ah	air-heater	p	pump
ac	air-cooler	rv	rumsvärmare
bv	balancing valve	tank	ackumulator tank
cv	control valve	va	värmeanläggning
f	fan, fläkt	vp	värmepump
fk	fläktkonvektor	vpa	värmepumpsanläggning
hus	hus	vs	värmesystem

Funktion

am	aritmetiskt medelvärde	p	"parasit"
c	cykel	p	konstant tryck
C	Carnot	s	statiskt (tryck)
d	dynamiskt (tryck)	t	tekniskt (arbete)
e	elektrisk	t	temperatur(verkningsgrad)
från	värmepump frånslagen	t	total (tryck)
gm	geometriskt medelvärde	till	värmepump tillslagen
h	hydraulisk (diameter)	tillskott	tillskott (sol, internlast)
lm	logaritmiskt medelvärde	tu	överföringsenheter ("transfer units")
m	medelvärde, motor	W	arbete (work)
Q	heat		

Position

in	inlopp (till värmepump)	ut	utlopp (till värmepump)
i	inlet	ute	utomhus
o	outlet	1	inlopp (till värmväxlare)
out	outdoor	1	kondensor (högtryck)
r	return	2	utlopp (från värmväxlare)
room	room	2	förångare (lågtryck)
s	supply		

B1.2 Förkortningar

BBR	Boverkets ByggRegler
BV	Balanseringsventil
CSD	Constant Speed Drive
CTH	Chalmers tekniska högskola
CHV	Check Valve
CP	Centralized Pump
CV	Control Valve
DBT	Dry Bulb Temperature
DOTC	Design outdoor temperature for cooling
DOTH	Design outdoor temperature for heating
DP	Decentralized Pump
DPT	Dew Point Temperature
EPBD	European Performance of Buildings Directive
F	Fan
FC	Fan Coil
HVAC	Heating, Ventilation and Air-Conditioning
LHR	Latent Heat Ratio
LMED	Logarithmic Mean Enthalpy Difference
LMTD	Logarithmic Mean Temperature Difference
NKB	Nordiska Kommittén för Byggbestämmelser
NTU	Number of Transfer Units
P	Pump
RH	Relative Humidity
SFP	Specific Fan Power
SHR	Sensible Heat Ratio
SP	Sveriges tekniska forskningsinstitut
SPF	Seasonal Performance Factor
VSD	Variable Speed Drive
WBT	Wet Bulb Temperature

B1.3 Definitioner

Definitionerna på engelska är huvudsakligen tagna från rapporter och kompendier av Fahlén^[1, 2].

B1.3.1 Definitioner på engelska

Air-conditioning (AC): Modifying the thermal state or composition of air by heating, cooling, humidification, dehumidification, removal of particles and removal or addition of gases.

Balancing factor (β_{BV})

Ratio of the pressure drop of a balancing valve and the total driving pressure difference of the flow circuit that the balancing valve affects, $\beta_B = \frac{\Delta p_{BV}}{\Delta p_{tot}}$ [-]

Coefficient Of Performance (COP)

Ratio of useful heating capacity from the condenser $\dot{Q}_1$ or cooling capacity from the evaporator $\dot{Q}_2$ of a heat pump and the corresponding electric drive power $\dot{W}_e$ to the compressor.

COP_1 heating coefficient of performance, $COP_1 = \frac{\dot{Q}_1}{\dot{W}_e}$ [$W_{thermal}/W_{electric}$]

COP_2 cooling coefficient of performance, $COP_2 = \frac{\dot{Q}_2}{\dot{W}_e}$ [$W_{thermal}/W_{electric}$]

Control valve authority (β_{CV})

Ratio of the pressure drop of a control valve and the total driving pressure difference of the flow circuit that the valve controls, $\beta_C = \frac{\Delta p_{CV}}{\Delta p_{tot}}$ [-]

Control difficulty (D)

Measure of the difficulty of a control task. Relates the dynamic factors of delay time (τ_d) and rise time (τ_r) to the control requirements for accuracy (Δy_s) and range (Δy_{max}) of the controlled variable y . The relative difficulty is expressed in

$$\%, D_{rel} = \frac{\Delta y_{max}}{\Delta y_s} \cdot \frac{\tau_d}{\tau_r} \cdot 100 \quad [\%]$$

Design outdoor temperature (DOT)

Outdoor temperature used to specify the design (maximum) heating or cooling capacities of the HVAC system. For supply-air air-handling units, this temperature is usually the maximum temperature for cooling and the minimum temperature for heating. For room heaters and coolers, the design value is modified to take into account the moderating influence by building inertia on the design capacities.

- t_{DOTC} Design outdoor temperature for cooling
- t_{DOTH} Design outdoor temperature for heating

Demand factor (D_Q)

Ratio of the actual use of energy Q_{net} for heating or cooling and the real demand

$$Q_0 \text{ (= theoretical minimum use), } D_Q = \frac{Q_{net}}{Q_0} [-]$$

$$\text{Similarly for drive energy, } D_W = \frac{W_{net}}{W_0} [-]$$

Fan-coil (FC)

Finned-tube refrigerant- or water-to-air heat exchanger with integral fan.

Note: In this report a fan-coil is always a hydronic fan-coil, i.e. a water-to-air finned-tube heat exchanger that is supplied by chilled or heated water on the primary side.

Latent heat ratio (LHR)

$$\text{LHR} \quad \text{Latent Heat Ratio; } LHR = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_{tot}} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_L + \dot{Q}_S}$$

Load factor (L_Q)

Measure of the utilization of available capacity; ratio of the demand Q_0 (= theoretical minimum use) and available energy capacity Q_{nom} (= annual hours · nominal power),

$$L_Q = \frac{Q_0}{\tau_{year} \cdot \dot{Q}_{nom}} [-]$$

$$\text{Similarly for drive energy, } L_W = \frac{W_0}{\tau_{year} \cdot \dot{W}_{nom}} [-]$$

Number of transfer units (NTU)

Measure of the relative heat transfer capacity of a heat exchanger. Defined as heat transfer capacity divided by the heat capacity flow rate of the conditioned fluid,

$$NTU = \frac{U \cdot A}{\dot{C}_{min}} = \frac{U \cdot A}{(\dot{M} \cdot c_p)_{min}}$$

Nusselt number (Nu)

$$\text{Non-dimensional heat transfer coefficient; } Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}$$

Pressure (p)

Measure of the energy per unit volume of a fluid [$\text{Pa} = \text{J/m}^3$].

$$\text{Static pressure: Thermal energy per unit volume, } p_s = \frac{R \cdot T}{V} \quad [\text{Pa}]$$

$$\text{Dynamic pressure: Mechanical energy per unit volume, } p_d = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c^2 \quad [\text{Pa}]$$

$$\text{Total pressure: Total energy per unit volume, } p_t = p_d + p_s \quad [\text{Pa}]$$

Reynolds number (Re)

Re Reynolds number; $Re = \frac{u \cdot l}{\nu}$

Specific Fan Power (SFP)

Ratio of the electric drive power $\dot{W}_{e,f}$ [kW] to the fans of a system and the air

flow rate $\dot{V}_a$ [m³/s], $SFP = \frac{\dot{W}_{e,f}}{\dot{V}_a}$ [kW/(m³/s)]

Sensible Heat Ratio (SHR)

SHR Sensible Heat Ratio; $SHR = \frac{\dot{Q}_S}{\dot{Q}_{tot}} = \frac{\dot{Q}_S}{\dot{Q}_L + \dot{Q}_S}$

Seasonal Performance Factor (SPF)

SPF Seasonal Performance Factor $[W_{thermal}/W_{electrical}]$

Terminal unit (TU)

Component that forms the interface between a conditioned space and the conditioning HVAC system. Examples are: fan-coils, radiators, supply-air diffusers etc.

B1.3.2 Definitioner på svenska

Sanitetsvatten

Vatten i byggnad som kommer från reningsverk (varmt eller kallt)

Tappvatten

Vatten i byggnad som kommer från tappställe (kran; varmt eller kallt)

Tappvarmvatten (t > 40 °C)

Vatten i byggnad som kommer från tappställe för varmt vatten (varmvattenkran)

B1.4 Referenser

1. Fahlén, P, 2007. Capacity control of air coils in systems for heating and cooling - Transfer functions and drive power to pumps and fans. R2007:01, (Building Services Engineering.) Göteborg.
2. Fahlén, P, 2009. Air-conditioning, refrigeration and heat pump technology - Part 3: Air coolers. Compendium K2009:03, 62 sidor. (Chalmers University of Technology.) Göteborg.
3. SS1897, 1984. Kyl- och värmeutrustning - Kylteknik och värmepumpsteknik - Terminologi. Utgåva 1, 25 June. (Sveriges Mekanstandardisering.) Stockholm, Sweden.
4. SS2620, 1988. Värmeutrustning - Värmepumpar - Fältprovning och prestandaredovisning. Utgåva 1, 25 December. (Sveriges Mekanstandardisering.) Stockholm, Sweden.

B2 Enkätfrågor

Hej värmepumpsägare!

Här får du chansen att dela med dig av dina personliga tankar om värmepumpar och varmvatten. Just dina svar på frågorna nedan är viktiga och kommer att användas i ett forskningsprojekt på Chalmers som handlar om värmning av varmvatten med värmepumpar. Om du hellre vill besvara enkäten på internet, skriv in: www.chalmers.se/ee/SV/aktuellt/enkat

Jag är mycket tacksam för ditt svar!

Jessica Erlandsson Tel +46(0)31-772 11 48, E-post: jessica.erlandsson@chalmers.se

Besvara frågorna genom att kryssa i rutan vid det svarsalternativ som du tycker stämmer bäst och i några fall genom att skriva svar på linjerna. Kommentera gärna.

1. Vilken värmekälla har ni erfarenhet av, innan er värmepump installerades? *Flera alternativ kan väljas.*
 - a. ☐ Elvärme
 - b. ☐ Pellets/Ved
 - c. ☐ Fjärrvärme
 - d. ☐ Olja/Gas
 - e. ☐ Värmepump
 - f. ☐ Vet ejKommentar:
2. Hur upplever ni mängden varmvatten som er värmepump ger?
 - a. ☐ Mycket bra
 - b. ☐ Bra
 - c. ☐ Acceptabel
 - d. ☐ Mindre bra
 - e. ☐ DåligKommentar:
3. Hur upplever ni temperaturen på varmvatten som er värmepump ger?
 - a. ☐ Mycket bra
 - b. ☐ Bra
 - c. ☐ Acceptabel
 - d. ☐ Mindre bra
 - e. ☐ DåligKommentar:
4. Vad tycker ni är viktigast av alternativen nedan?
 - a. ☐ Mängden varmvatten
 - b. ☐ Temperaturen på varmvattnet
 - c. ☐ Låg energianvändningKommentar:

5. Ange modell och fabrikat på er värmepump.

_____ Ange tidpunkt för installationen. Månad: _____ År: _____ Ange modell och fabrikat samt volym för fristående varmvattenberedare.

6. Brukar ni periodvis höja temperaturen på varmvattnet via värmepumpen? *Flera alternativ kan väljas.*

- a. ☐ Ja, när varmvattenbehovet är extra stort
 - b. ☐ Ja, av hygieniska skäl
 - c. ☐ Nej, aldrig
 - d. ☐ Annan anledning _____
 - e. ☐ Vet inte om min värmepump har någon sådan funktion
- Kommentar:

7. Hur många är ni i hushållet?

- a. ☐ 1-2 personer
- b. ☐ 3-4 personer
- c. ☐ 5-6 personer
- d. ☐ Fler än 6

Kommentar:

8. Har ni badkar?

- a. ☐ Nej
- b. ☐ Ja, badkar av standardstorlek
- c. ☐ Ja, bubbelbad/större badkar

Kommentar:

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

- a. ☐ Ja
- b. ☐ Ja, delvis
- c. ☐ Nej
- d. ☐ Vet ej

Kommentar:

Övriga kommentarer:

B3 Tolkning av varmvattenkrav

Denna bilaga visar ett exempel på hur man kan översätta Boverkets krav i BBR (se avsnitt 4.3 i rapporten). Funktionskraven kan omsättas i konstruktionskrav beträffande volym och temperatur.

B3.1 Tappvattenkrav vid certifiering

Boverkets råd när det gäller kapacitet för värmning av tappvatten lyder: "Vattenvärmare med ackumulering för ett enbostadshus bör vara så dimensionerad att den kan värma kallvatten av 10 °C under en tid av högst sex timmar så att två tappningar om vardera 140 liter vatten av 40 °C blandat kall- och varmvatten kan erhållas inom en timme. Därvid bör tappflödet vara lägst 0,2 liter/s." Kommentar: I senare utgåvor har flödesangivelsen försvunnit.

Beteckningar enligt EN 255-3^[2]

- V_{max} = max urtappad volym ($q_{hw} \equiv \dot{V}_{hw}$ för $t_{hw} > 40$ °C)
- Q_{max} = max urtappad energimängd ($q_{hw} \equiv \dot{V}_{hw}$ för $t_{hw} > 40$ °C)
- $t_h \equiv \tau_h$ = uppladdningstid
- $t_{rh} \equiv \tau_{rh}$ = återuppladdningstid (reheating time)
- $P_{es} \equiv \dot{W}_{es}$ = tomgångsförbrukning (stand-by power input)
- $P_h \equiv \dot{Q}_h$ = värmeeffekt (heating capacity)

B3.2 Resultat från tappvattenprov

Exempel: Ponera att ett laboratorietest enligt EN255-3 av en värmepump ger en total värmefaktor $COP_{tot} = 2,8$. Ackumulator tanken har en varmvattenvolym som ger max 200 liter vid en störtappning, d.v.s. $V_{max} = 200 \text{ dm}^3$. Därmed finns en tillgänglig, lagrad varmvattenenergi som kan beräknas enligt:

$$Q_{max}(V_{max}) = \frac{V_{max}}{34,73} \quad \text{vilket ger } Q_{max}(V_{max}) = 5,76 \text{ kWh}$$

Konstanten 34,73 är relationen mellan varmvattenvolym och energimängd vid värmning 10 till 40 °C (enligt EN-standard användes tidigare $t_{kv} = +15$ °C).

Test av uppvärmningstiden från start till fulladdad beredare ger $t_h = 5$ h medan bestämningen av återhämtningstiden efter första urtappningen ger $t_{rh} = 1,5$ h. Slutligen ger mätning av tomgångsförbrukningen för att varmhålla systemet utan några urtappningar resultatet $P_{es} = 50$ W.

B3.3 Boverkets krav

Hur kan testresultaten överföras till en tolkning av Boverkets allmänna råd? Från rådstexten har vi ett uttagskrav som är $V_{krav} = 280$ liter under en timmes tid. Det motsvarar en energimängd av:

$$Q_{krav}(V_{krav}) = \frac{V_{krav}}{34,73} \text{ vilket ger } Q_{krav}(V_{krav}) = 8,06 \text{ kWh.}$$

Rådtextens krav på uppladdning och återhämtning ger följande tider:

$$t_{h,krav} = 6 \text{ h och } t_{rh,krav} = 1 \text{ h.}$$

B3.4 Krav vid certifiering

Testresultaten beträffande tappvattenvärmning kan användas för att jämföra mot olika typer av certifieringskrav, t.ex. mot Boverket, SPs P-märkning, krav vid teknikupphandlingstävlingar etc.

B3.4.1 Tomgångsförbrukning

BBR saknar ett uttalat krav på tomgångsförbrukningen, den finns inbakad i det totala kravet på köpt energi för värme och varmvatten. En projektör måste emellertid ha information även för individuella produkter för att kunna uppskatta husets totala behov av köpt energi.

Ett alternativ för att ställa krav på tomgångsförbrukningen är att relatera den till max tillgänglig volym. Det är rimligt att ett system för flerbostadshus, som ska klara större volymer, också tillåts ha större tomgångsförbrukning. Om man t.ex. har ett grundkrav av 50 W för ett system som klarar BBR rekommendationen så kan en enkel relation i Mathcad ge ett certifieringsvärde för system som klarar större volymer än 280 liter enligt:

$$P_{es,krav} := \text{if} \left(V_{\max} < 280, 50, 50 \cdot \frac{V_{\max}}{V_{krav}} \right)$$

I en teknikupphandlingstävling^[1] för varmvattenberedare, som Nutek genomförde, var kravet just 50 W för el-beredare.

B3.4.2 Uppladdningseffekt (start från kall beredare)

För att få en fulladdad tank inom den av BBR angivna tiden 6 timmar krävs att man kan ersätta den max uttagna energin inom den angivna tiden, d.v.s. en tillgänglig effekt av

$$P_{h,krav} = \frac{Q_{\max}}{t_h} \text{ vilket i detta fall ger } P_{h,krav} = 1,15 \text{ kW}$$

Det är således mindre än min. läget för många el-beredare vilket brukar vara 1,5 kW. Relationen ovan ger ett värde som är något för lågt (avvikelsen blir större ju sämre skiktning tanken har). Vet man tankens volym samt termostats inställning och placering så är det möjligt att få en bättre uppfattning om det minsta effektbehovet. Värdet ovan är bekvämt eftersom det finns direkt tillgängligt som ett resultat av certifieringsprovet.

B3.4.3 Återuppladdningseffekt (under tappning)

I samband med tappningsprovet görs också ett återhämtningstest. Resultatet från detta kan användas för att beräkna den effekt som behövs för att hinna ladda in tillskott under tappningstiden om kravet på urtappad volym är större än resultatet från max tappningen:

$$P_{rh,krav} = \frac{(V_{krav} - V_{max})^{1,15}}{34,73 \cdot t_{rh,krav}} \text{ och } P_{rh,krav} = 4,44 \text{ kW}$$

Om $V_{krav} < V_{max}$ behövs naturligtvis inget tillskott.

B3.5 Utvärdering av certifieringsexemplet

För att visa att Boverkets råd uppfylls bör en värmepump för enfamiljshus i det ovan redovisade exemplet klara följande resultat i samband med en provning enligt EN255-3:

Tomgångsförbrukning: $P_{es,krav} < 60 \text{ W}$

Vattenvärmareffekt: $P_{h,krav}(200) > 4,44 \text{ kW}$

Uppladdningseffekten bestäms av återvärmningskravet efter den första 140 liters tappningen eftersom den effekten är betydligt högre enligt villkoret:

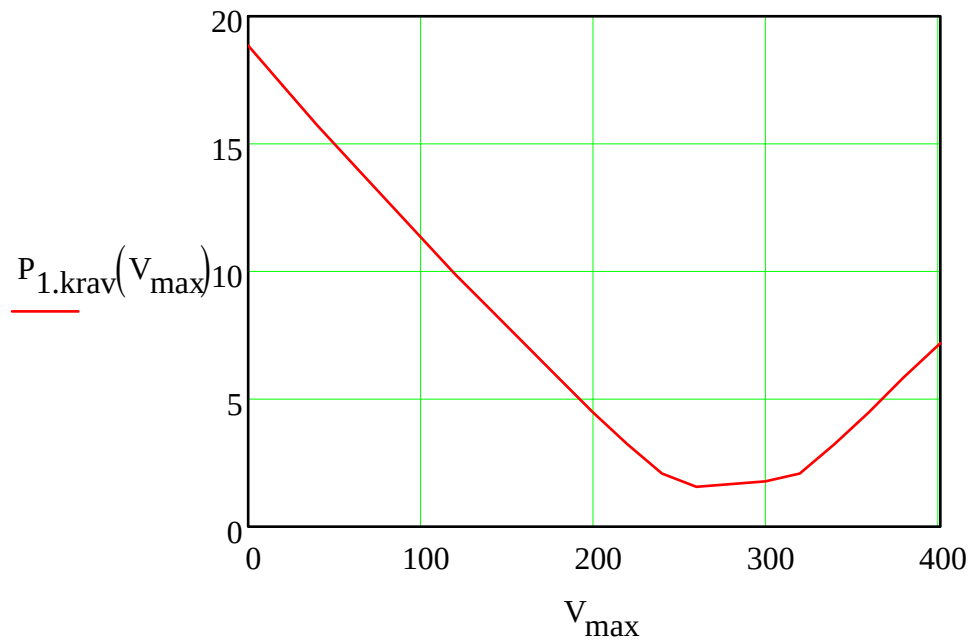
$$P_{1,krav} := \text{if}(P_{h,krav} > P_{rh,krav}, P_{h,krav}, P_{rh,krav})$$

Ovanstående gäller vid en tillgänglig varmvattenvolym av 200 liter. Med hjälp av följande samband kan kravet på vattenvärmareffekt som funktion av upplagrad volym bestämmas (se figur B3.1):

$$P_{1,krav}(V_{max}) := \text{if}(P_{h,krav}(V_{max}) > P_{rh,krav}(V_{max}), P_{h,krav}(V_{max}), P_{rh,krav}(V_{max}))$$

När volymen ökar så minskar först effektbehovet ända tills V_{max} närmar sig kravvolymen 280 liter. Då planar kurvan ut och det finns inget behov av mer effekt eftersom hela tappningsvolymen på 2x140 L kan tas direkt från tanken. Effektbehovet bestäms av uppladdningstiden från start med kall beredare.

När volymen ökar ytterligare kommer emellertid effektbehovet att öka snabbt. Det beror på att det inte längre är möjligt att värma hela tanken från det kalla starttillståndet till fulladdning med den låga effekt som räckte initialt. Detta visar på vikten av balans mellan kraven på att tillräcklig mängd varmt vatten och kravet på att återfå tillgången inom rimlig tid efter att systemet tömts. I detta projekt har vi visat på en teknisk lösning som omedelbart ger tillgång till en begränsad mängd varmvatten även när systemet är helt tömt (se avsnitt 4.5 i rapporten).



Figur B3.1 Relation mellan behovet av värmeeffekt och max tillgänglig varmvattenvolym för att uppfylla funktionskravet för vattenvärmare enligt BBR.

B3.6 Referenser

1. Fahlén, P, 1995. Nuteks teknikupphandlingstävlingar - Preliminär kravspecifikation för tappvattenvärmare. (SP Sveriges Provnings- och forskningsinstitut.) Borås.
2. EN255-3, 1997. 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, February. (CEN.) Brussels, Belgium.

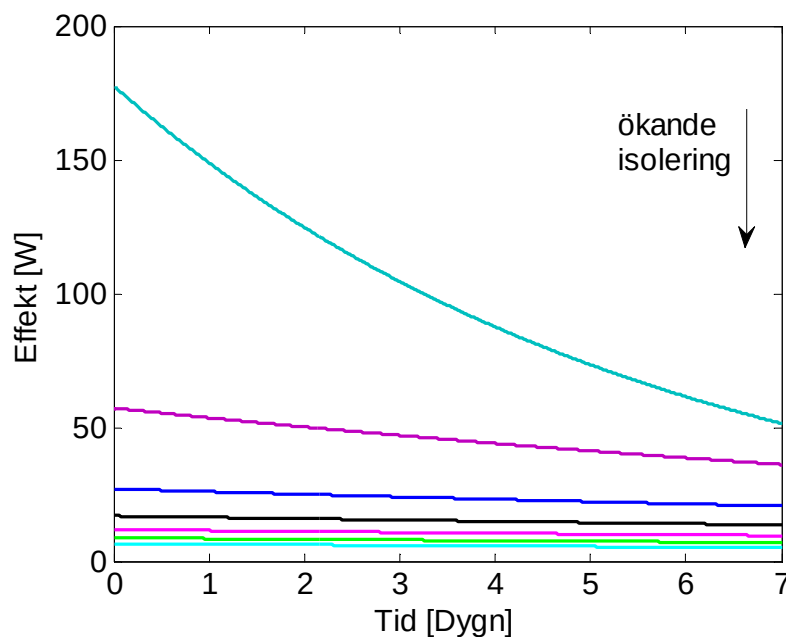
B4 Koppling mellan isolering och nyttig volym

Denna bilaga redovisar lite enkla resultat från analyser av inverkan av isolertjockleken på förlusternas storlek och den användbara volymen i en varmvattenberedare. Studien görs med varierande lagringsvolym och isolering där yttermått är en begränsning. Studien består av två delar och utgångspunkten är en modul med måtten 60 x 60 cm och höjden 200 cm. Modulen består av en tank för lagring av varmvatten och utanpå den finns isolering.

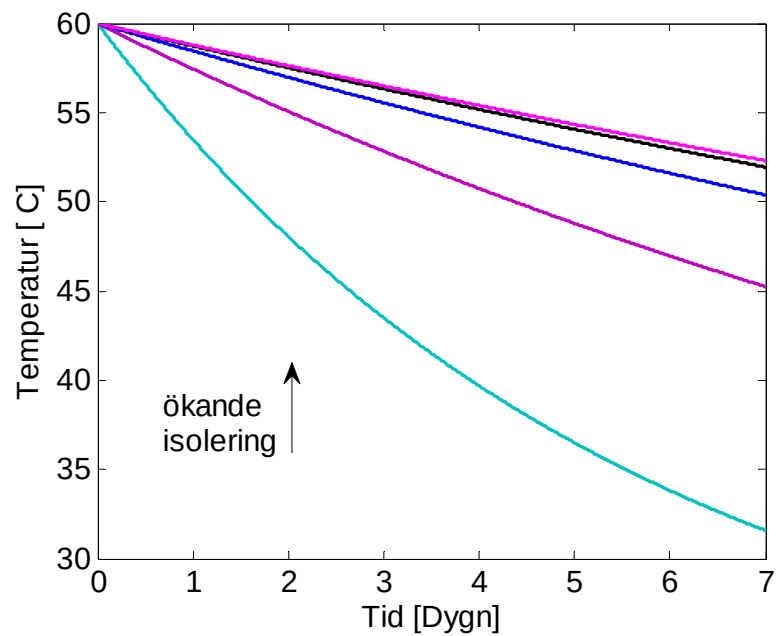
B4.1 Del 1

I den första delen behandlas varmvattentemperaturen och förlusteffekten då tankstorlek och isoleringstjocklek varierar. Utgångspunkten är att summan av isoleringstjocklek och tankens diameter fyller modulens mått. Isoleringens tjocklek varierar från 1 till 18 cm och därmed minskar tankens radie med motsvarande isoleringstjocklek. Starttemperaturen på 60 °C är densamma för de olika tankstorlekarna.

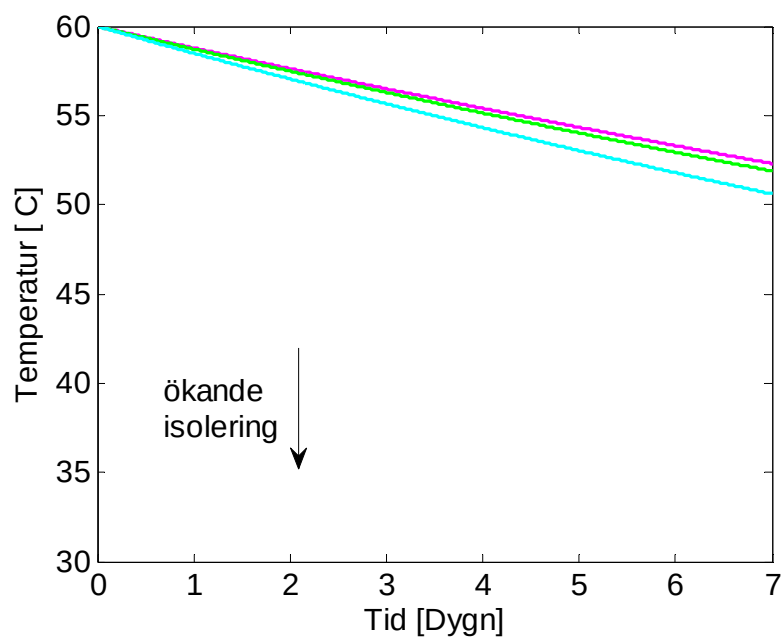
Den första figuren B4.1 visar hur stor förlusteffekten blir och hur de minskar med ökande isolering. Följande figurer B4.2 och B4.3 visar hur temperaturen i tanken avtar under 7 dygn. Observera att för de olika beräkningsfallen minskar värmekapaciteten med ökande isoleringstjocklek eftersom volymen samtidigt minskar. För det här beräkningsexemplet innebär en ökad isolering att temperaturfallet minskar upp till 12 cm tjock isolering vilket figur B4.2 visar. Vid 12 cm isolering erhålls det lägsta temperaturfallet över tiden då trenden vänder därefter, se figur B4.3 och B4.4.



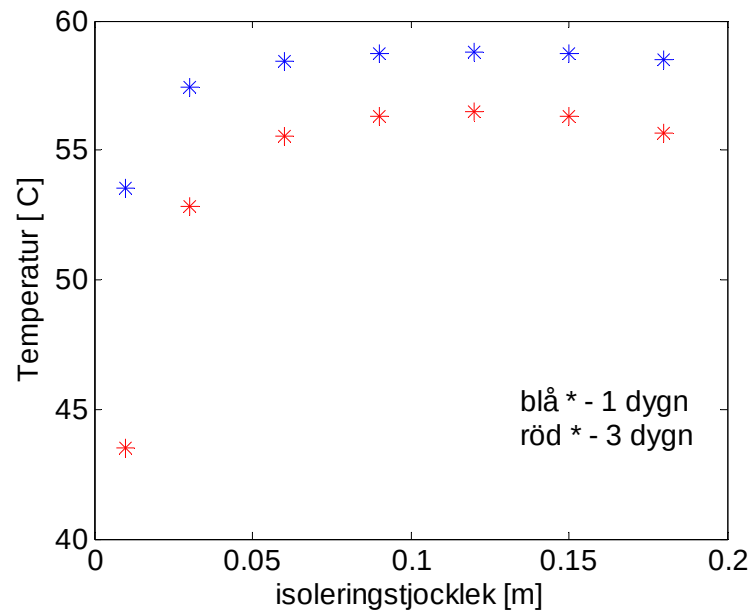
Figur B4.1 Förlusteffekter under 7 dygn visas för olika isoleringstjocklek (och tankvolym).



Figur B4.2 Temperaturfall under 7 dygn för de fem tunnaste isoleringstjocklekarna. (Olika tankvolymmer).



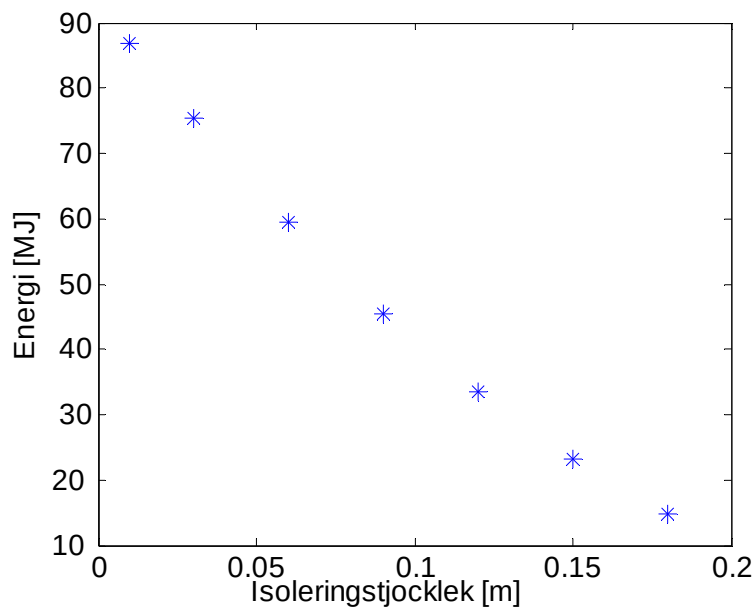
Figur B4.3. Temperaturfall under 7 dygn för de 3 tjockaste isoleringstjocklekarna. (Olika tankvolymmer).



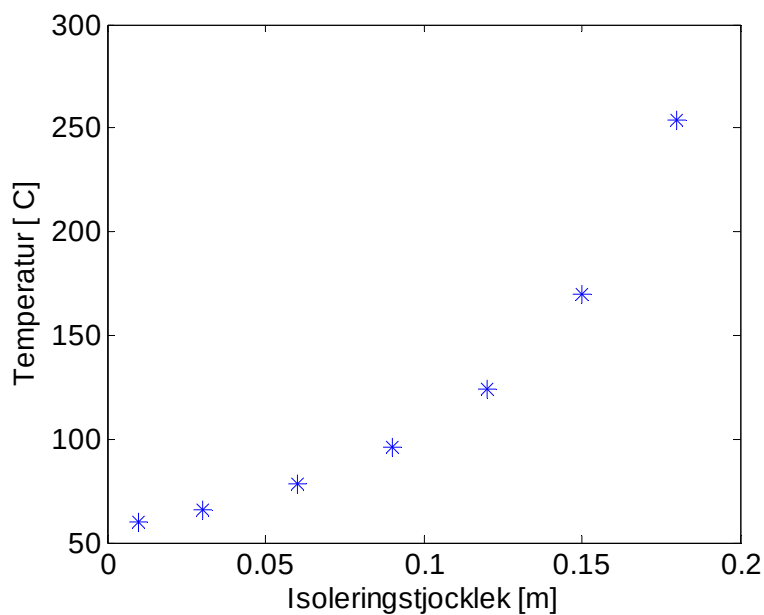
Figur B4.4. Den vändande trenden. Momentan tanktemperatur efter 1 och 3 dygn i lagringstankar med ökande isolering. (Olika tankvolym)

B4.2 Del 2

I den andra delen av studien har startenergiinnehållet hållits konstant och som utgångspunkt har ett referenstillstånd med endast 1 cm isolering valts. Figur B4.5 visar först hur startenergiinnehållet med en temperatur på 60 grader varierar med isoleringstjocklek (och tankens volym). Figur B4.6 visar den resulterande starttemperaturen som krävs för att få samma energiinnehåll som referensfallet med 1 cm isolering.



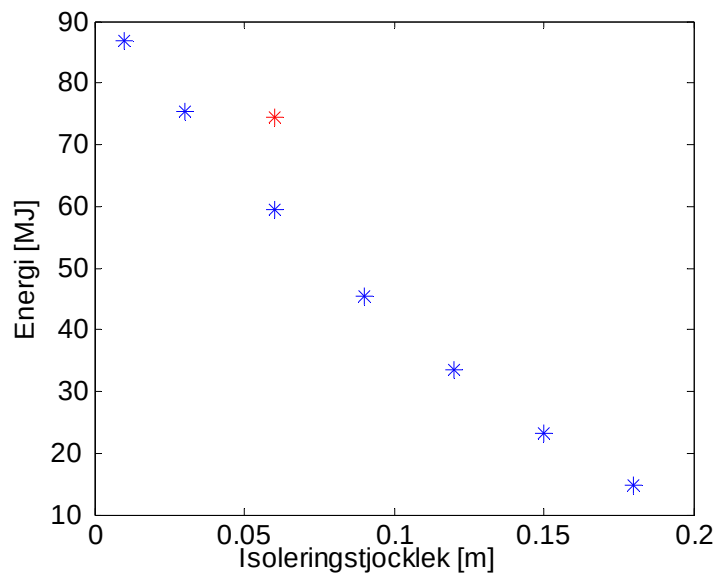
Figur B4.5 Startenergiinnehåll vid 60 °C för olika isoleringstjocklek. (Olika tankvolym)



Figur B4.6 Starttemperaturer som ger samma energiinnehåll som referensfallet med 1 cm isolering. (Olika tankvolym)

B4.2.1 Temperaturhöjningens inverkan på värmepumpen

Utgångspunkt här är att temperaturen för varmvatten och förångningstemperaturen antas vara densamm. En tank har temperaturen 60 °C och 3 cm isolering. Antag att $COP = 2,5$ för nämnda fall och med en carnotverkningsgrad på 0,5 blir $COP = 2,2$ för en annan tank med 70 °C och 6 cm isolering. Då blir energiinnehållet i de två tankarna ungefär lika stort, se figur B47. Förlusteffekten för respektive tank blir 57 W och 34 W. Detta innebär att driveffekten för tanken med högre temperatur blir lägre; 15,5 W jämfört med 22,8 W för tanken med 60 °C.



Figur B4.7 Energiinnehåll för olika isolering. Den övre * för 6 cm isolering representerar en tank med 70 °C och den undre en tank med 60 °C liksom övriga.

B4.2.2 Slutsatser

Beräkningsresultaten visar på komplexiteten med mängd och temperatur. Just 60x60-modulen är en begränsning. Med ökande isolering erhålls ett långsammare temperaturfall (se figur B4.2 och B4.3) då förlusteffekten minskar med isoleringstjockleken. Detta gäller upp till en viss gräns, för det här beräkningsfallet förändras temperaturfallet efter tjockleken 12 cm då det istället ökar med ökad isolering på grund av den låga termiska massan. Beräkningarna i figur B4.1 visar att med en ökning av isoleringen minskar förlusteffekten markant till en början sedan finns en gräns efter vilken den inbördes skillnaden i förlusteffekt inte blir särskilt stor med ökande isoleringen. I den här beräkningen minskar förlusteffekten markant upp till cirka 10 cm tjocklek. Någonstans runt 10 cm går också gränsen för rimlig isoleringstjocklek. Figur B4.5 visar det snabbt minskande energinnehållet till följd av minskad volym med den tjocka isoleringen och figur B4.6 visar att det snabbt krävs orimliga temperaturer för att nå samma energinnehåll som referensfallet med 1 cm isolering. Dock visar jämförelsen med temperaturhöjning att ökad isolering i kombination med en temperaturhöjning kan ge en vinst i driveffekt om ursprungliga isoleringen är tunn och förlusteffekten kan minskas kraftigt samtidigt som temperaturhöjningen är rimlig.

B5 Energitäckningsgrad och kapitalkostnad

Denna bilaga visar en metod att beräkna energitäckningsgraden med utgångspunkt från det dimensionerande effektbehovet och värmepumpens dimensionerande effekt.

För beräkning av värmebehovet används en matematisk korrelation enligt Hallén.

Korrelationen utformas som en generisk funktion i MathCad, se nedanstående definition. Följande beteckningar används:

t_{oa} = utetemperatur (outdoor air), t_{AM} = årsmedeltemperatur (annual mean), h = tid i timmar, DOT = dimensionerande utetemperatur, K = byggnadens förlustfaktor, Δt_{int} = internlasternas ekvivalenta temperaturhöjning, Q'_D = dimensionerande värmeeffektbehov.

B5.1 Energitäckning

Värmepumpens energitäckning beräknas med hjälp av ortens varaktighetsdiagram.

B5.1.1 Utetemperaturens varaktighet

$$t_{oa}(h, t_{AM}) \equiv \left[\begin{array}{l} t_1 \leftarrow \frac{(h - 4380) \cdot (3.9 - 0.086 \cdot t_{AM})}{1000} \\ t_2 \leftarrow \left(h \cdot \frac{1 + \frac{8 - t_{AM}}{586}}{8300} \right)^{38} \\ t_3 \leftarrow t_{AM} - \left(\frac{1550}{700 + h} \right)^3 \\ t_4 \leftarrow 1.5 \cdot \left(\frac{t_{AM}}{8} \right)^2 \cdot \left(\cos \left(\frac{900 - h}{585} \right) \right) \cdot \left(\frac{1200}{h + 500} \right)^2 \\ t_{oa} \leftarrow t_1 + t_2 + t_3 + t_4 \end{array} \right]$$

Exempel på indata för rumstemperatur, dimensionerande utetemperatur etc.

$$t_{AM} := 6 \quad t_{room} := 21 \quad \Delta t_{int} := 6 \quad t_{DOT} := -18 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$t_{int} := t_{room} - \Delta t_{int} \quad t_{int} = 15.0 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$K_{tot} := 1 \quad [\text{W/K}]$$

$$Q'_D := K_{tot} \cdot (t_{int} - t_{DOT}) \quad Q'_D = 33.0 \quad [\text{W}]$$

B5.1.2 Värmebehov

$$t_{int} = 15 \quad [^{\circ}\text{C}] \quad \text{Guess value [h]} \quad h := 8000 \quad [\text{h}]$$

$$f(h) := t_{oa}(h, t_{AM}) - t_{int} \quad \tau_h := \text{root}(f(h), h) \quad [\text{h}]$$

$$\tau_h = 7044 \quad [\text{h}]$$

$$Q_D := \int_0^{\tau_h} K_{tot} \cdot (t_{int} - t_{oa}(h, t_{AM})) dh \quad Q_D = 86.7 \times 10^3 \quad [\text{Wh}]$$

B5.1.3 Geografisk faktor för Stockholm

$$g_S := \frac{Q_D}{t_{int} - t_{DOT}} \quad g_S = 2629 \quad [\text{h}]$$

$$x := 0, 0.1 \dots 1$$

$$Q'_{hp}(x) := x \cdot Q'_D$$

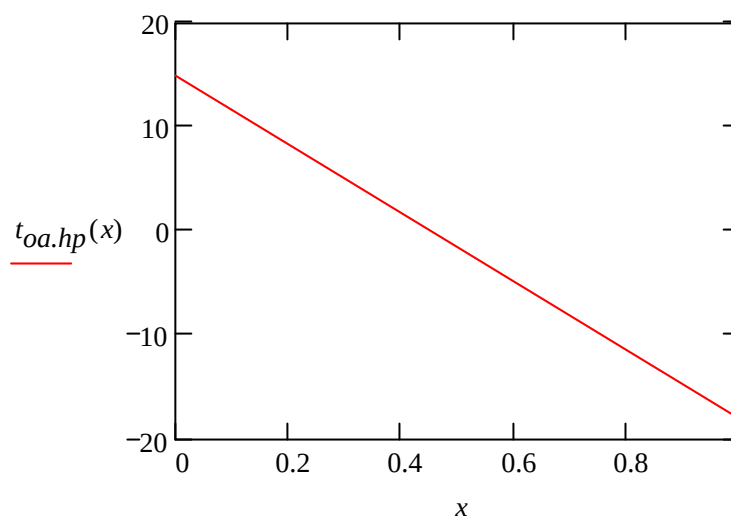
B5.1.4 Täckningstemperatur för värmepumpen

Den utetemperatur som värmepumpen klarar att helt täcka uppvärmningen kan tecknas som funktion av effekttäckningsgraden x .

$$t_{oa.hp}(x) := t_{int} - x \cdot (t_{int} - t_{DOT}) \quad t_{room} = 21.0 \quad t_{DOT} = -18.0 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$t_{oa.hp}(x) =$$

15.0
11.7
8.4
5.1
1.8
-1.5
-4.8
-8.1
-11.4
-14.7
-18.0



B5.1.5 Uppvärmning med värmepumpen

Som exempel på hur energitäkningsgraden påverkas av effekttäckningen x

$$x := 0.9$$

$$t_{oa.hp}(x) = -14.7 \quad [^{\circ}\text{C}] \quad \text{Guess value [h]} \quad h := 400 \quad [\text{h}]$$

$$f(h) := t_{oa}(h, t_{AM}) - t_{oa.hp}(x) \quad \tau_{hp} := \text{root}(f(h), h) \quad [\text{h}]$$

$$\boxed{\tau_{hp} = 111} \quad [\text{h}]$$

$$Q_{hp} := K_{tot} \cdot \left[\int_0^{\tau_{hp}} t_{int} - t_{oa.hp}(x) \, dh + \int_{\tau_{hp}}^{\tau_h} (t_{int} - t_{oa}(h, t_{AM})) \, dh \right]$$

$$\boxed{Q_{hp} = 86.5 \times 10^3} \quad \varepsilon_{hp} := \frac{Q_{hp}}{Q_D} \quad \varepsilon_{hp} = 1.00$$

Enligt ovanstående exempel blir energitäckningen i princip 100 % med en effekttäckning av 90 %

B5.1.6 Energitäkningsgrad

Värmepumpens utnyttjandetid τ_u ges av förhållandet mellan värmepumpens effekt Q'_{vp} dess värmeleverans Q_{vp}

Värmepumpens effekttäckning p ges av förhållandet mellan värmepumpens effekt Q'_{vp} husets dimensionerande effekt Q'_d .

Värmepumpens energitäckning ε ges av förhållandet mellan värmepumpens energilever Q_{vp} och husets totala energibehov Q_d .

Husets effektutnyttjande g ges av förhållandet mellan värmebehov och dimensionerande effekt. Detta är en geografisk faktor, g , som ges av förhållandet mellan antalet gradtimmar och differens mellan temperatur för värmebehov och dimensionerande utetemperatur.

$$\tau_u := \frac{Q_{hp}}{Q'_{hp}} \quad p := \frac{Q'_{hp}}{Q'_D} \quad q := \frac{Q_{hp}}{Q_D} \quad g := \frac{A_{DH}}{t_u - t_{DOT}}$$

För Stockholm blir $g \quad g_S = 2629$

$$\tau_u := \frac{q \cdot Q_D}{p \cdot Q'_D}$$

$$y = 0,9907x^4 - 1,2471x^3 - 1,3724x^2 + 2,6298x + 0,0002$$

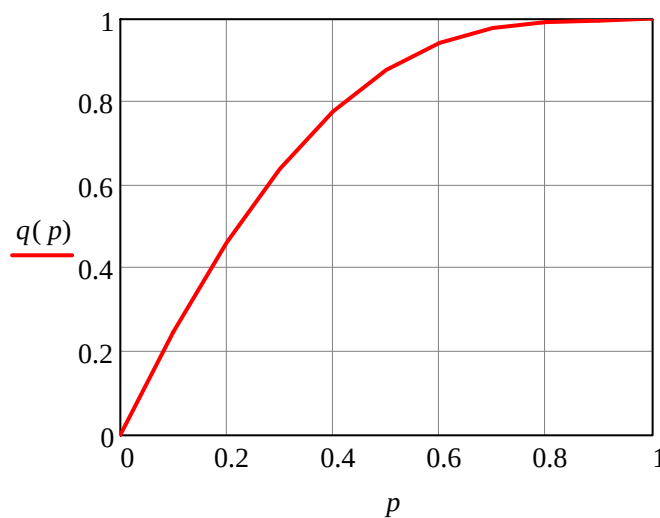
Energitäckningsgraden är en funktion av effekttäckningsgraden. Följande approximativa samband gäller för en bergvärmepump vid uppvärmning till 15 °C (se beräkning tidigare).

$$p := 0, 0.1 \dots 1$$

$$q(p) := 0.9907 \cdot p^4 - 1.2471 \cdot p^3 - 1.3724 \cdot p^2 + 2.6298 \cdot p + 0.0002$$

$$q(p) =$$

0.00
0.25
0.46
0.64
0.78
0.88
0.94
0.98
0.99
1.00
1.00



B5.2 Kapitalkostnad

Kapitalkostnaden ges av investering I [SEK/kW], annuitet a , andel DU-kostnad x , utnyttjandetid τ [h/år]. Utnyttjandetiden ges av förhållandet mellan värmepumpens energileverans och dess effekt enligt B.7.1.6.

$$r := 0.04 \quad n := 15 \quad a(r, n) =$$

$$a := 0.09 \quad x := 0.04$$

Kapitalkostnaden ges av

$$K := \frac{I_{hps}}{\tau_u} \cdot a$$

$$K := I_{hps} \cdot a \cdot \frac{p}{q(p) \cdot g}$$

B5.2.1 Kapitalkostnad

Kapitalkostnad för två alternativa värmepumpkostnader, 15 000 och 10 000 SEK/kW

$$g_S = 2629 \text{ [h]}$$

$$a = 0.09 \text{ [-]}$$

$$I_{hps1} := 15000$$

$$I_{hps2} := 10000 \text{ [SEK/kW]}$$

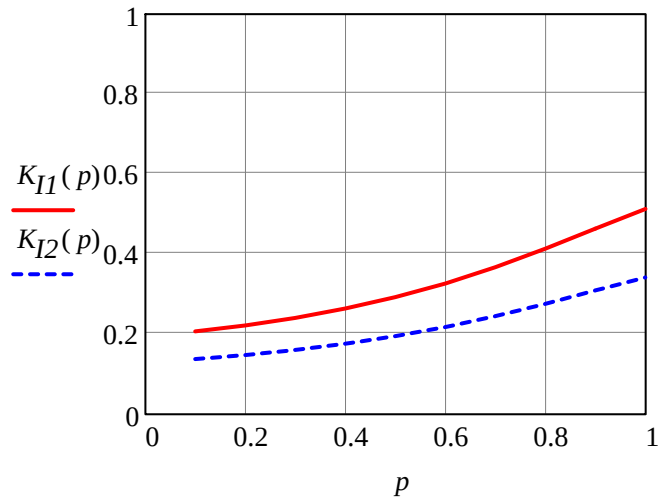
$$p := 0.1, 0.2 \dots 1$$

$$K_{I1}(p) := I_{hps1} \cdot a \cdot \frac{p}{q(p) \cdot g_S}$$

$$K_{I2}(p) := I_{hps2} \cdot a \cdot \frac{p}{q(p) \cdot g_S}$$

$$K_{I1}(p) = K_{I2}(p) =$$

0.21	0.14
0.22	0.15
0.24	0.16
0.26	0.18
0.29	0.19
0.33	0.22
0.37	0.24
0.41	0.28
0.46	0.31
0.51	0.34



B5.2.2 Driftkostnad

Driftkostnad för en årsvärmefaktor av $SFP = 3$, ett el-pris av 1 SEK/kWh samt två alternativa priser för tillsatsvärmen, 1 respektive 2 SEK/kWh.

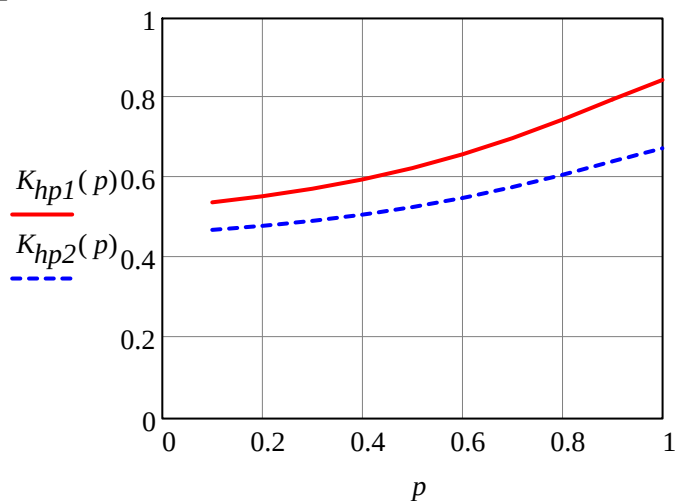
$$SFP := 3 \quad K_{el} := 1 \quad K_{sup1} := 1 \quad K_{sup2} := 2 \text{ [SEK]}$$

$$K_{hp1}(p) := \frac{K_{el}}{SFP} + K_{I1}(p)$$

$$K_{hp2}(p) := \frac{K_{el}}{SFP} + K_{I2}(p) \text{ [SEK]}$$

$$K_{hp1}(p) = K_{hp2}(p) =$$

0.54	0.47
0.56	0.48
0.57	0.49
0.60	0.51
0.63	0.53
0.66	0.55
0.70	0.58
0.75	0.61
0.80	0.64
0.85	0.68



B5.2.3 Totalkostnad

Totalkostnad för investering och drift med två alternativa investeringskostnader och två alternativa kostnader för tillsatsvärmen, 1 respektive 2 SEK/kWh.

$$K_{tot1}(p) := q(p) \cdot \left[K_{hp1}(p) + \left(\frac{1}{q(p)} - 1 \right) \cdot K_{sup1} \right]$$

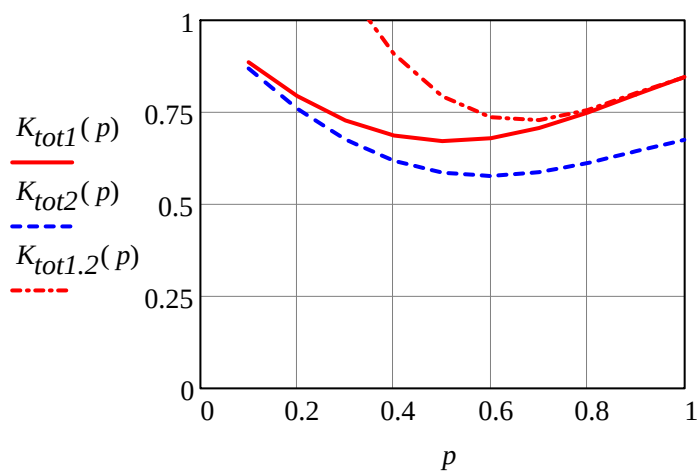
$$K_{tot2}(p) := q(p) \cdot \left[K_{hp2}(p) + \left(\frac{1}{q(p)} - 1 \right) \cdot K_{sup1} \right]$$

$$K_{tot1.2}(p) := q(p) \cdot \left[K_{hp1}(p) + \left(\frac{1}{q(p)} - 1 \right) \cdot K_{sup2} \right]$$

$p := 0.1, 0.2 \dots 1$

$K_{tot1}(p) = K_{tot2}(p) =$

0.89	0.87
0.79	0.76
0.73	0.68
0.69	0.62
0.67	0.59
0.68	0.58
0.71	0.59
0.75	0.61
0.80	0.64
0.85	0.67



B6 Heat pump model HPfit

HPfit will generate a function to fit measured data from a heat pump test according to the EN standard (testing at 35 and 50 °C). The following designations are used:

t_{b1} = the inlet cooling agent (brine) temperature,

t_{w2} = the outlet heating agent (water) temperature,

Q'_{hps} = heating capacity of the heat pump system (including circulators),

Q'_{hp} = heating capacity of the heat pump (excluding circulators),

$W'_{e.hps}$ = drive power input of the heat pump system (including circulators),

$W'_{e.hp}$ = drive power input of the heat pump (excluding circulators),

$W'_{e.p1}$ = drive power input of condenser circulator (pump),

$W'_{e.p2}$ = drive power input of evaporator circulator (pump),

COP_{hps} = coefficient of performance of the heat pump system (including circulators),

COP_{hp} = coefficient of performance of the heat pump (excluding circulators).

The model uses input data from tests with two fixed supply water temperatures t_{w2} , normally 35 and 50 °C respectively, and a minimum of three inlet brine temperatures t_{b1} for each water temperature. Inbetween the two supply water temperature values are derived by linear interpolation according to the following scheme:

$$Q'_{hps} := Q_{35} + \left(\frac{t_{w2} - 35}{15} \right) \cdot (Q_{50} - Q_{35})$$

with

$$Q_{35} := Q_{35.0} + Q_{35.1} \cdot t_{b1} + Q_{35.2} \cdot t_{b1}^2$$

and

$$Q_{50} := Q_{50.0} + Q_{50.1} \cdot t_{b1} + Q_{50.2} \cdot t_{b1}^2$$

Subscripts .0, .1 and .2 refer to coefficients derived by means of the regress function applied on test data from at least 3 rating points (see below). In a similar manner the drive power input may be derived:

$$W'_{e.hps} := W_{35} + \left(\frac{t_{w2} - 35}{15} \right) \cdot (W_{50} - W_{35})$$

with

$$W_{35} := W_{35.0} + W_{35.1} \cdot t_{b1} + W_{35.2} \cdot t_{b1}^2$$

and

$$W_{50} := W_{50.0} + W_{50.1} \cdot t_{b1} + W_{50.2} \cdot t_{b1}^2$$

Example:

To illustrate the principle the following test data for the brine/water heat pump IVT Greenline2 are used:

Data för Greenline II: 35 och 50 °C

tb1 (°C)	tw2 (°C)	Q'hps (kW)	W'e.hps (kW)
10.00	35.0	5.6	1.23
5.00	35.0	4.83	1.21
0.00	35.0	4.09	1.16
-5.00	35.0	3.39	1.10
10.00	50.1	4.89	1.45
5.00	50.1	4.12	1.37
0.00	50.0	3.37	1.28
-5.00	50.0	2.61	1.16

The regress function in Mathcad is used to fit polynomials to the two curves with constant t_{w1} . Input data are supplied as vectors.

Heating capacity and drive power data for Greenline II: 35 °C

$$t_{b1} := \begin{pmatrix} 10 \\ 5 \\ 0 \\ -5 \end{pmatrix} \quad Q'_{hps} := \begin{pmatrix} 5.6 \\ 4.83 \\ 4.09 \\ 3.39 \end{pmatrix} \quad W'_{e.hps} := \begin{pmatrix} 1.23 \\ 1.21 \\ 1.16 \\ 1.1 \end{pmatrix}$$

$$\text{regress}(t_{b1}, Q'_{hps}, 2) =$$

The number 2 of the input parameters indicate fitting of a polynomial of the 2nd degree.

	0
0	3.000
1	3.000
2	2.000
3	4.091
4	0.144
5	$7.000 \cdot 10^{-4}$

The polynomial coefficients of order 0, 1 and 2 are the final three values of the data generated by regress:

$$Q_{35} := \begin{pmatrix} 4.091 \\ 0.144 \\ 7.000 \times 10^{-4} \end{pmatrix}$$

$$\text{regress}(t_{b1}, W'_{e.hps}, 2) =$$

	0
0	3.000
1	3.000
2	2.000
3	1.163
4	0.011
5	$-4.000 \cdot 10^{-4}$

$$W_{35} := \begin{pmatrix} 1.163 \\ 0.011 \\ -4.000 \times 10^{-4} \end{pmatrix}$$

Heating capacity and drive power data for Greenline II: 50 °C

$$t_{b1} := \begin{pmatrix} 10 \\ 5 \\ 0 \\ -5 \end{pmatrix} \quad Q'_{hps} := \begin{pmatrix} 4.89 \\ 4.12 \\ 3.37 \\ 2.61 \end{pmatrix} \quad W'_{e.hps} := \begin{pmatrix} 1.45 \\ 1.37 \\ 1.28 \\ 1.16 \end{pmatrix}$$

$$\text{regress}(t_{b1}, Q'_{hps}, 2) = \begin{array}{|c|c|} \hline & 0 \\ \hline 0 & 3.000 \\ \hline 1 & 3.000 \\ \hline 2 & 2.000 \\ \hline 3 & 3.366 \\ \hline 4 & 0.151 \\ \hline 5 & 10.000 \cdot 10^{-5} \\ \hline \end{array} \quad Q_{50} := \begin{pmatrix} 3.366 \\ 0.151 \\ 10.000 \times 10^{-5} \end{pmatrix}$$

$$\text{regress}(t_{b1}, W'_{e.hps}, 2) = \begin{array}{|c|c|} \hline & 0 \\ \hline 0 & 3.000 \\ \hline 1 & 3.000 \\ \hline 2 & 2.000 \\ \hline 3 & 1.277 \\ \hline 4 & 0.021 \\ \hline 5 & -4.000 \cdot 10^{-4} \\ \hline \end{array} \quad W_{50} := \begin{pmatrix} 1.277 \\ 0.021 \\ -4.000 \times 10^{-4} \end{pmatrix}$$

The Mathcad functions Q'_{hps} and $W'_{e.hps}$ are now introduced to generate capacity data for any combination of brine inlet and heating agent outlet temperature within the definition range provided by test data.

Heting capacity

$$Q'_{hps}(t_{b1}, t_{w1}) := \begin{cases} Q_{35} \leftarrow 4.091 + 0.144 \cdot t_{b1} + 7 \cdot 10^{-4} \cdot t_{b1}^2 \\ Q_{50} \leftarrow 3.366 + 0.151 \cdot t_{b1} + 10 \cdot 10^{-5} \cdot t_{b1}^2 \\ Q'_{hps} \leftarrow Q_{35} + \frac{t_{w1} - 35}{15} \cdot (Q_{50} - Q_{35}) \end{cases}$$

[kW]

Drive power input

$$W'_{hps}(t_{b1}, t_{w1}) := \begin{cases} W_{35} \leftarrow 1.163 + 0.011 \cdot t_{b1} - 4 \cdot 10^{-4} \cdot t_{b1}^2 \\ W_{50} \leftarrow 1.277 + 0.021 \cdot t_{b1} - 4 \cdot 10^{-4} \cdot t_{b1}^2 \\ W'_{hps} \leftarrow W_{35} + \frac{t_{w1} - 35}{15} \cdot (W_{50} - W_{35}) \end{cases}$$

[kW]

$$t_{b1} := -5, 0 \dots 10$$

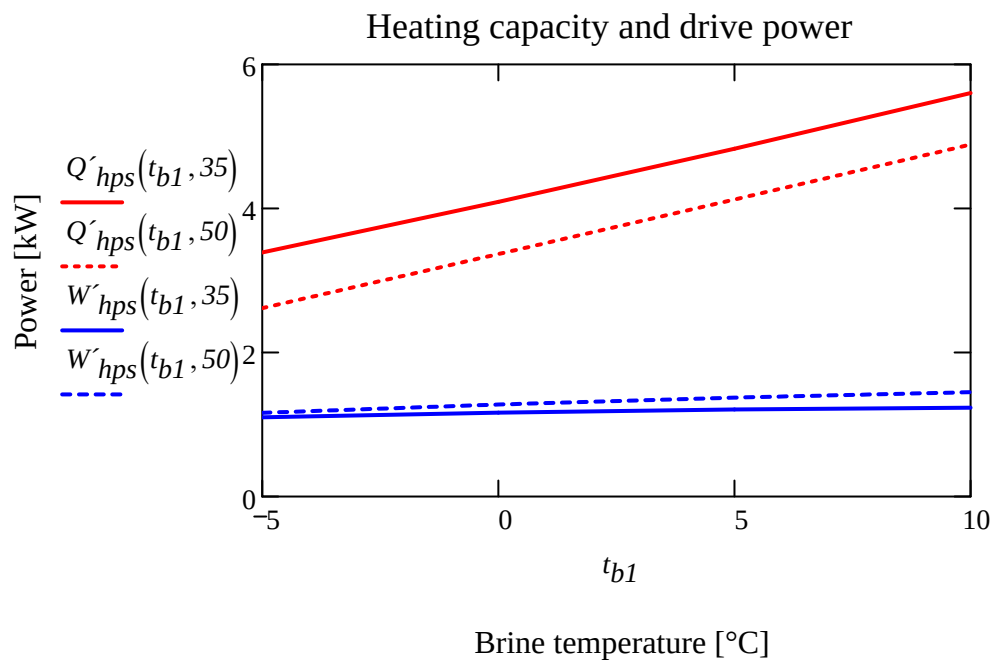
$$t_{w1} := 35$$

$$Q'_{hps}(t_{b1}, t_{w1}) =$$

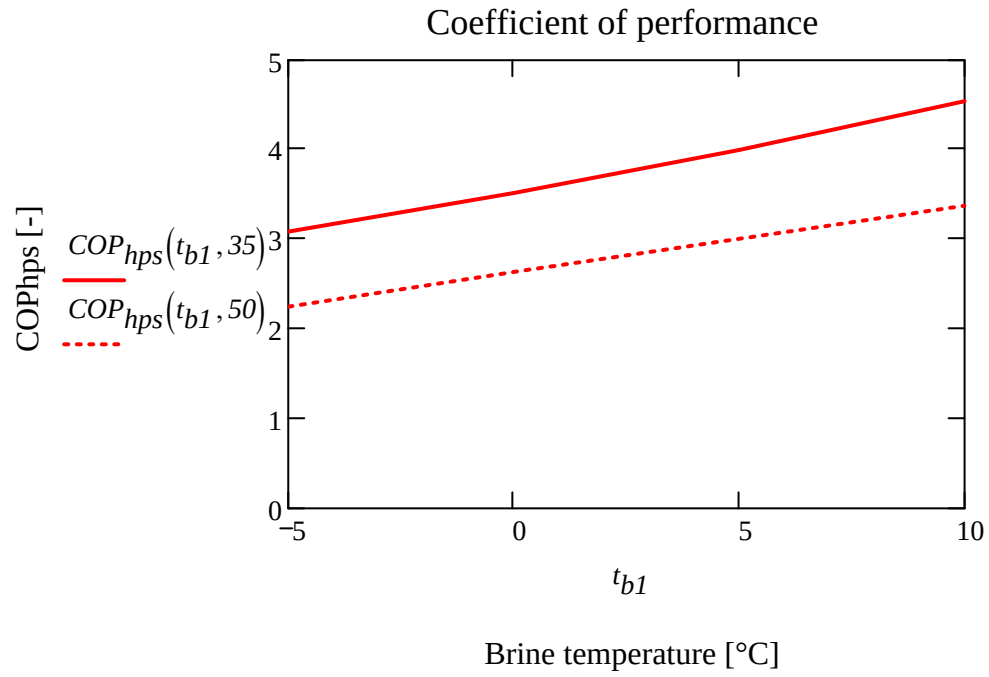
3.4
4.1
4.8
5.6

$$W'_{hps}(t_{b1}, t_{w1}) =$$

1.1
1.2
1.2
1.2



$$COP_{hps}(t_{b1}, t_{w1}) := \frac{Q'_{hps}(t_{b1}, t_{w1})}{W'_{hps}(t_{b1}, t_{w1})}$$



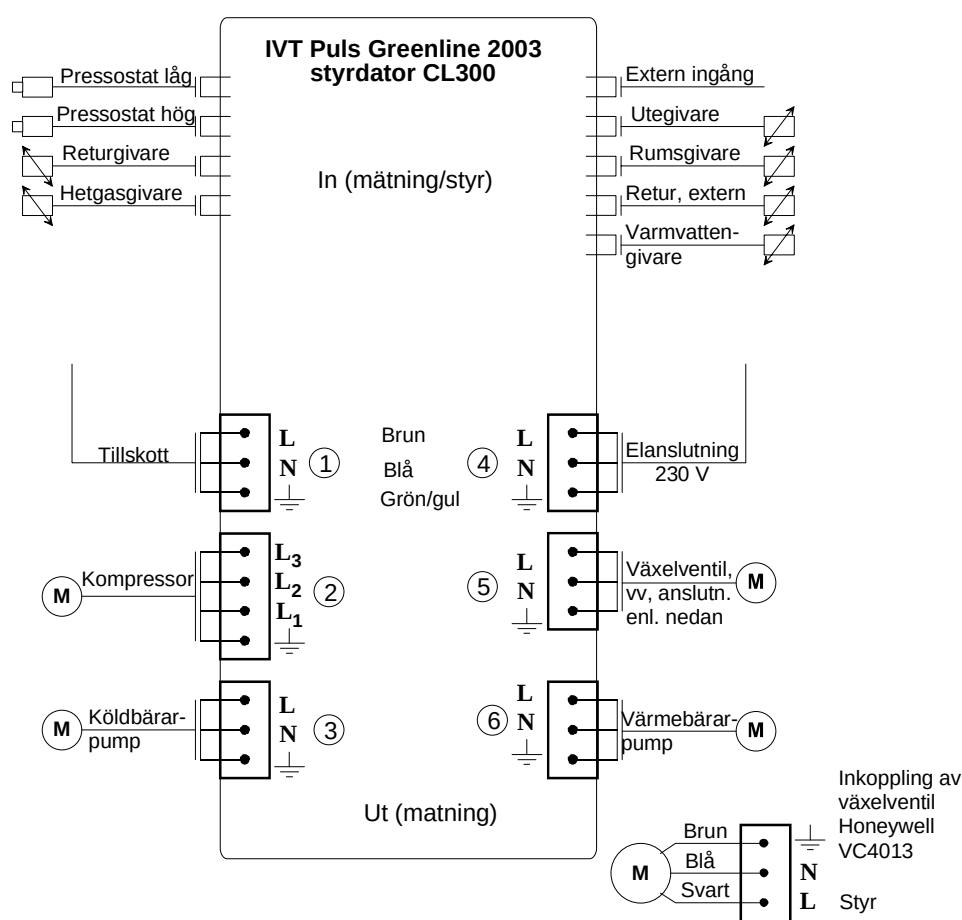
Empty

B7 Värmepumpens styrsystem

Denna bilaga beskriver hur den av Fahlén^[1, 2] utformade värmepumpsanläggningen i Borås styrs för uppvärmning respektive varmvatten.

B7.1 Styrning och reglering av värmepumpen

Värmepumpen styrs med hjälp av den befintliga, inbyggda styrenheten *Reg0* (IVT CL300) och den befintliga utetemperaturgivaren GT_{ute} kompletterad med en givare i bufferttanken för värmedelen, GT_{vb3} , och en för tappvattendelen GT_{vv1} . I princip utnyttjas den befintliga styrningen CL300 (se Figur B7.1) för att styra temperaturnivån i värmebärartanken. Den inbyggda kurvstyrningen och utegivaren reglerar värmedriften och varmvattengivaren styr varmvattendriften.



Figur B7.1 IVTs värmepumpsreglering CL300 (Reg0).

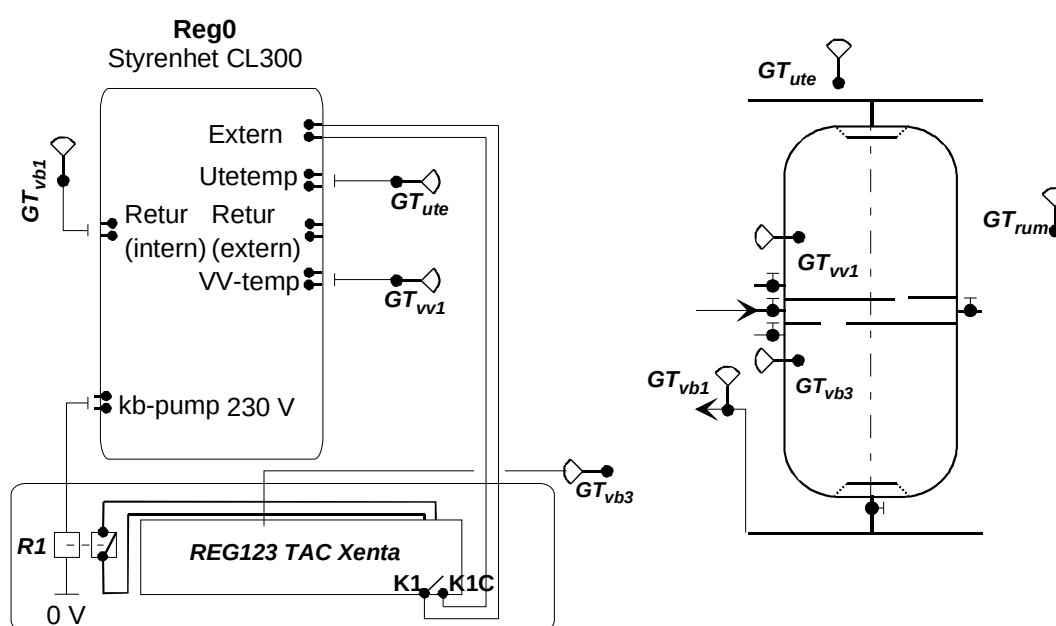
Följande givare styr värmepumpens drift:

GT_{ute} : Utetemperaturgivare (IVT; ingår i värmepumpens utrustning, ger börvärde för returgivaren GT_{vb1})

GT_{vb1} : Returgivare (IVT; ingår i värmepumpens utrustning, stoppar driften i värmedriftsfallet)

- GT_{vb2} : Framledningsgivare (TAC; extern, reglerar P_{vb1} vid laddning av tappvattendelen av tanken; se avsnittet om pumpstyrning)
- GT_{vb3} : Temperaturgivare i värmevattentankens nedre del (TAC; extern, startar driften)
- GT_{vv1} : Temperaturgivare i tankens övre del (IVT; extern, startar och stoppar driften vid inställda värden på T_{VV_LL} respektive T_{VV_UL})

Till skillnad mot den vanliga styrinkopplingen krävs även indikerat behov från någon av de två givarna i tanken för att värmepumpen skall starta. Villkoret för värmedrift infogas i den befintliga styrningen via styrdatorns externingång och en potentialfri kontakt (se Figur B7.2). Villkoret för varmvattendrft finns inbyggt i värmepumpsstyrningen CL300.



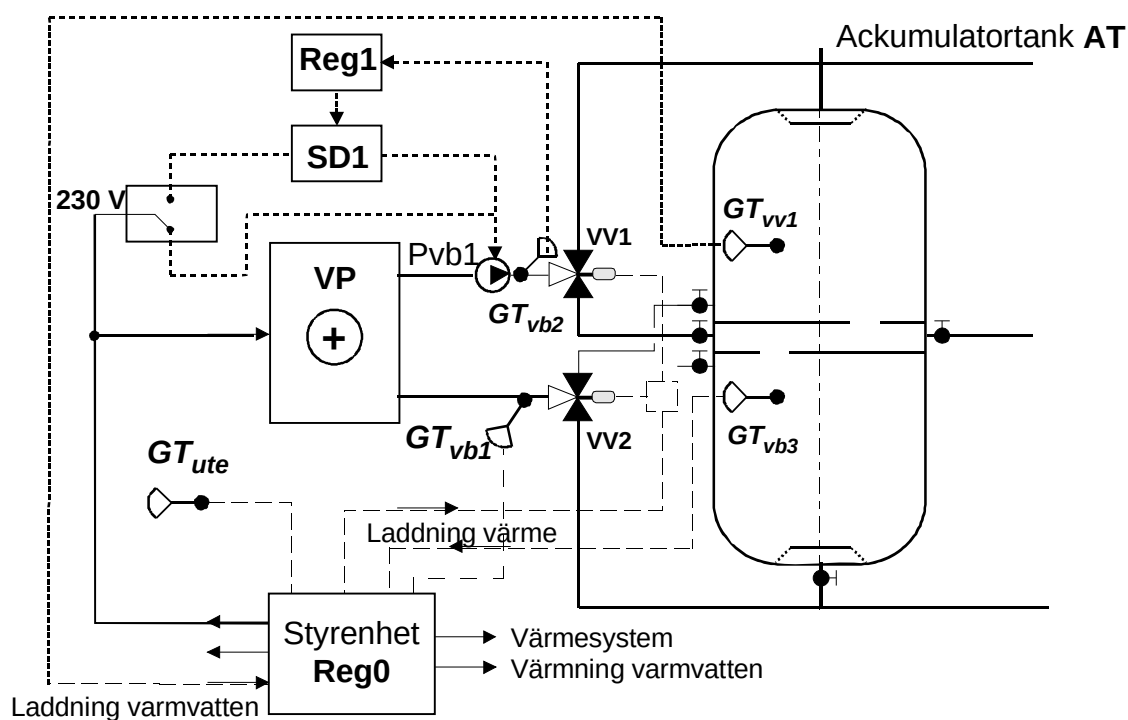
Figur B7.2 GT_{vb3} i tankens nedre del styr en potentialfri kontakt som startvillkor vid värmedrift på CL300 ingång "extern". GT_{vv1} i tankens övre del går direkt in på CL300 ingång "VV-temp" för att starta värmning av tappvattendelen (OBS! bara om första villkoret är uppfyllt).

Avsnitt B7.1.1 - B7.1.2 beskriver funktion och styrning för värmepumpen vid laddning av värmevattentanken respektive varmvattentanken.

B7.1.1 Laddning av värmevattentank

Värmepumpen **startar** värmedriften när GT_{vb3} går under ett värde som förinställs i den externa reglercentralen *Reg123* (TAC Xenta). Värdet kan varieras mellan 20-40 °C. Normalvärde = 30 °C. När värmepumpen startar drar relä *R1* i *Reg123* (Figur B7.2). Reläet dras av spänningen från köldbärarpumpens matning. Så länge antingen $GT_{vb3} < T_{vb3,bör}$ eller *R1* är sluten ger *Reg123* en sluten potentialfri kontakt till ingången "extern" på CL300 och värmepumpen fortsätter att gå. Vid uppfyllt värmebehov växlar CL300 systemet till att värma tappvattendelen av tanken (se även avsnittet om pumpstyrning).

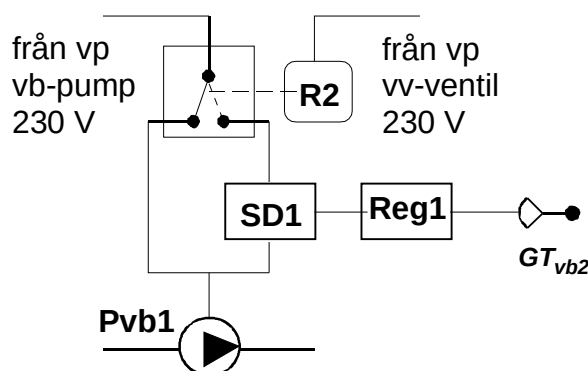
Värmepumpen **stoppas**, om varmvattenbehov saknas, när GT_{vb1} går över $T_{vb1,bör}$. Värdet på $T_{vb1,bör}$ bestäms i CL300 enligt inställd kurvstyrning och utetemperaturgivarens värde. Om det finns varmvattenbehov växlar CL300 till varmvattendrift och stoppar på varmvattengivaren (se B7.1.2).



Figur B7.3 Givare i värmepump och tank för styrning av värmepumpens drift.

B7.1.2 Laddning av varmvattentank

Värmepumpen **startar** varmvattendrft, antingen direkt på indikerat behov från givare GT_{vv1} i tankens överdel, eller som följd av "top up" efter avslutad värmedrift. Börvärdet SP-VV för GT_{vv1} ställs in i CL300. Normalvärdet är SP-VV = 45 °C, vilket ger $T_{VV_LL} = 42,5$ °C och $T_{VV_UL} = 47,5$ °C. Vid start av varmvattendrft växlar ventilerna VV1 och VV2 från anslutning mot den nedre delen av tanken till anslutning mot den övre. Manöverspänningen från CL300 till växelventilerna ansluts även till relä R2 i Reg123 för att växla till varvtalsstyrd pumpdrift (se Figur B7.4) indikera driftbehov. Beträffande pumpdriften hänvisas till avsnittet om pumpstyrning. Värmepumpen **stoppar** varmvattendrft vid uppnådd T_{VV_UL} för GT_{vv1} .



Figur B7.4 Växling mellan direktdrift och varvtalsstyrning vid laddning av tanken.

B7.1.3 Sammanfattning av start- och stoppvillkor

Tabell B7.1 sammanfattar start- och stoppvillkoren för värmepumpens drift.

Tabell B7.1 Sammanfattning av start- och stoppvillkor (kb = köldbärare, vb = värmebärare, vv = varmvatten, LL = Lower Level, UL = Upper Level).

Driftfall	Start- och driftsvillkor	Stoppvillkor
Värme	Ingång "extern" sluten. Kräver att antingen $T_{vb3} < T_{vb3,bör}$ eller att P_{kb} har spänning.	$T_{vb1} > T_{vb1,bör}$
Varmvatten	Ingång extern sluten och $T_{vv1} < T_{VV-LL}$	$T_{vv1} > T_{VV-UL}$

B7.2 Styrning och reglering av pumparna

Värmepumpsanläggningen innehåller totalt fem cirkulationspumpar:

- Pvb1*: Värmebärarpump för kondensorflödet (intern i värmepumpen; fast varvtal vid laddning av värm tank och reglerad vid laddning av tappvattentank)
- Pvb2*: Värmebärarpump för radiatorsystemet (extern, reglerad)
- Pvb3*: Värmebärarpump för tappvattenväxlaren (extern, reglerad)
- Pkb1*: Köldbärarpump för förångarflödet (intern i värmepumpen, fast varvtal)
- Pkb2*: Köldbärarpump för borrhålsåterladdning (extern, fast varvtal)

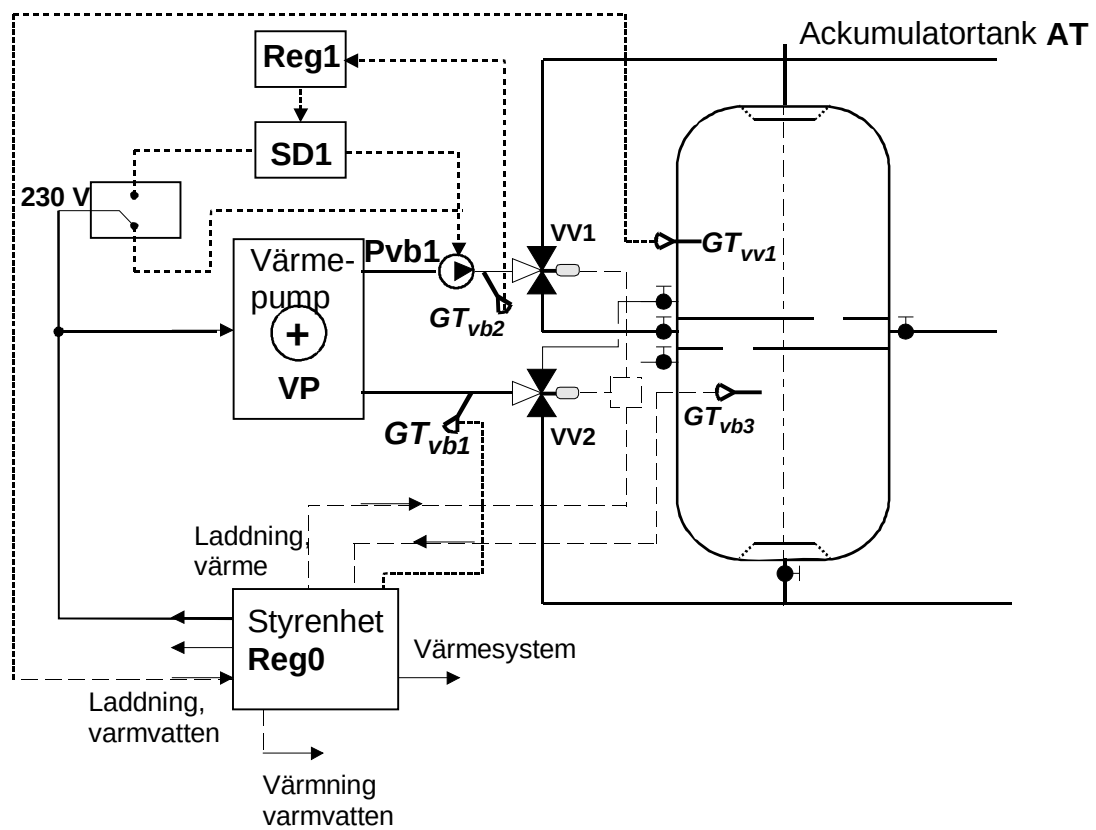
Avsnitt B7.2.1 - B7.2.3 beskriver funktion och styrning för de reglerbara pumparna medan B7.2.4 beskriver själva regulatorinkopplingen.

B7.2.1 Laddning av bufferttank

Värmepumpen har en inbyggd värmebärarpump *Pvb1* som med sin ursprungliga inkoppling går kontinuerligt. Inkopplingen modifieras så att värmebärarpumpen startar samtidigt som värmepumpen startar (se Figur B7.5). Värmepumpen startar när någon av bufferttankens givare för värm evatten och varmvatten indikerar behov (se beskrivning av värmepumpens styrning). Observera att värmepumpsstyrningen *Reg0* prioriterar varmvattenbehovet.

Vid värmedrift går värmebärarpumpen med fast varvtal mot tankens underdel och styrs av värmepumpens inbyggda reglercentral *Reg0*. När returgivaren *GTvb1* indikerar uppfyllt behov i värmedelen ger *Reg0* styrsignal för att växla ventilerna *VV1* och *VV2* så att värmepumpen värmer den övre, tappvattendelen av tanken. Samtidigt växlar matningen till värmebärarpumpen så att den går via ett styrdon, *SD1*, av typen ”dimmer”. Varvtalet startar på min och regleras av en PD-regulator *Reg1* med hjälp av framledningsgivaren *GTvb2* så att utgående värmebärartemperatur håller ett konstant, inställbart värde T_{vbvv0} (45-55 °C). Observera den ”omvända” reglerfunktionen; ju större avvikelse desto lägre flöde. Följande komponenter används:

- Pump *Pvb1*: Wilo RS25/4-3p, läge II, 46 W
- Regulator *Reg0*: IVT Greenline CL300
- PD-regulator *Reg1*: TAC Xenta 302
(in: *GTvb2* M-B1, ut: $U_{min} - 5$ V på M – Y1)
- Styrdon *SD1*: United Automation PAC-2 från Elfa
(dimmer/triac, in: 0-5 V)
- Styrgivare *GTvb1*: Inbyggd NTC-givare i värmepumpen
- Reglergivare *GTvb2*: TAC dykgivare till *Reg2*
- Styrgivare *GTvb3*: Till-från termostat som sluter ingången för extern styrning på *Reg1*. Inställbar 25-35 °C.
- Styrgivare *GTvv1*: Värmepumpens varmvattengivare.

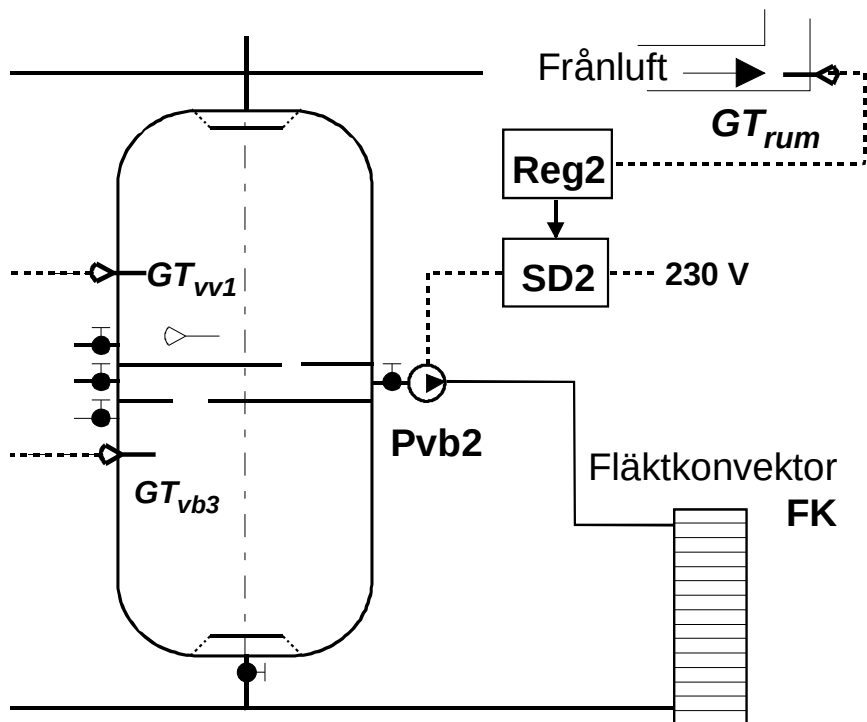


Figur B7.5 Inkoppling av värmepumpens värmebärarpump.

B7.2.2 Värmesystem

Värmesystemets cirkulationspump startas av rumstermostaten GT_{rum} när temperaturen understiger inställt börvärde T_{rum0} . Pumpvarvtalet regleras med PI-regulatorn $Reg2$ i relation till avvikelsen mellan T_{rum} och T_{rum0} (15-25 °C). T_{rum} mäts med kanalgivare i frånluften. Regulatorn reglerar styrdonet $SD2$ av typen ”dimmer”, som matar pumpen (se Figur B7.6).

- Pump $Pvb2$: Grundfos UPS 25-40 180, läge II, 45 W
Alternativ Wilo Star-RS 25/4, läge II,
- PI-regulator $Reg2$: TAC Xenta 302
(in: GT_{rum} M-B2, ut: $U_{min} - 5$ V på M – Y2)
- Styrdon $SD2$: United Automation PAC-2 från Elfa
(dimmer/triac, in: 0-5 V)
- Rumstermostat GT_{rum} : TAC kanalgivare till $Reg2$

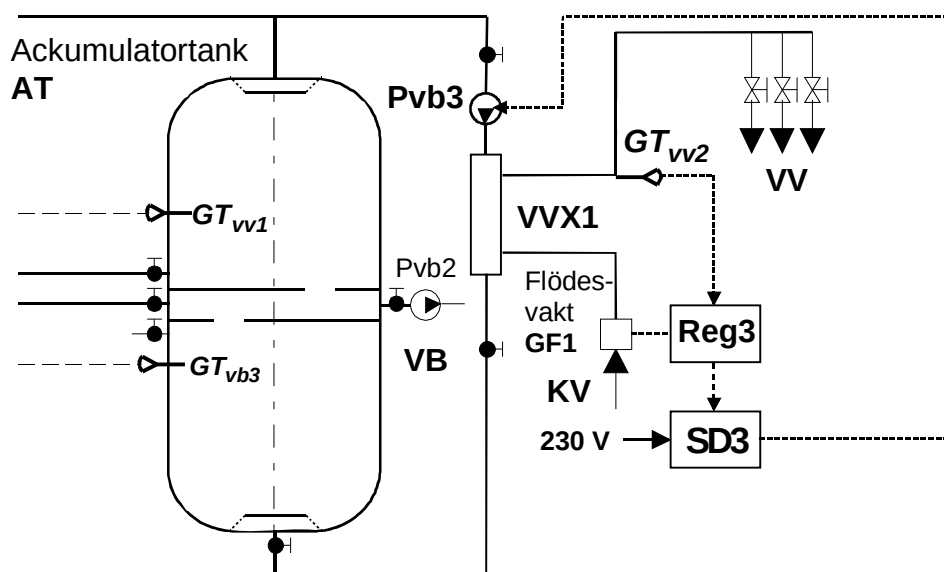


Figur B7.6 Inkoppling av värmesystemets cirkulationspump.

B7.2.3 Värmning av tappvatten

Tappvattenvärmeväxlarens pump *Pvb3* startar på signal av flödesvakten *GF1*, som sitter i den inkommande kallvattenledningen till tappvattenvärmeväxlaren *VVX1* (se Figur B7.7). Pumpens varvtal regleras med PD-regulatorn *Reg3* och styrdonet *SD3* av dimmertyp. Reglergivaren *GTvv2* används för att hålla den utgående varmvattentemperaturen från *VVX1* vid ett konstant, inställbart värde T_{vv0} . (45–55°C). Följande komponenter används:

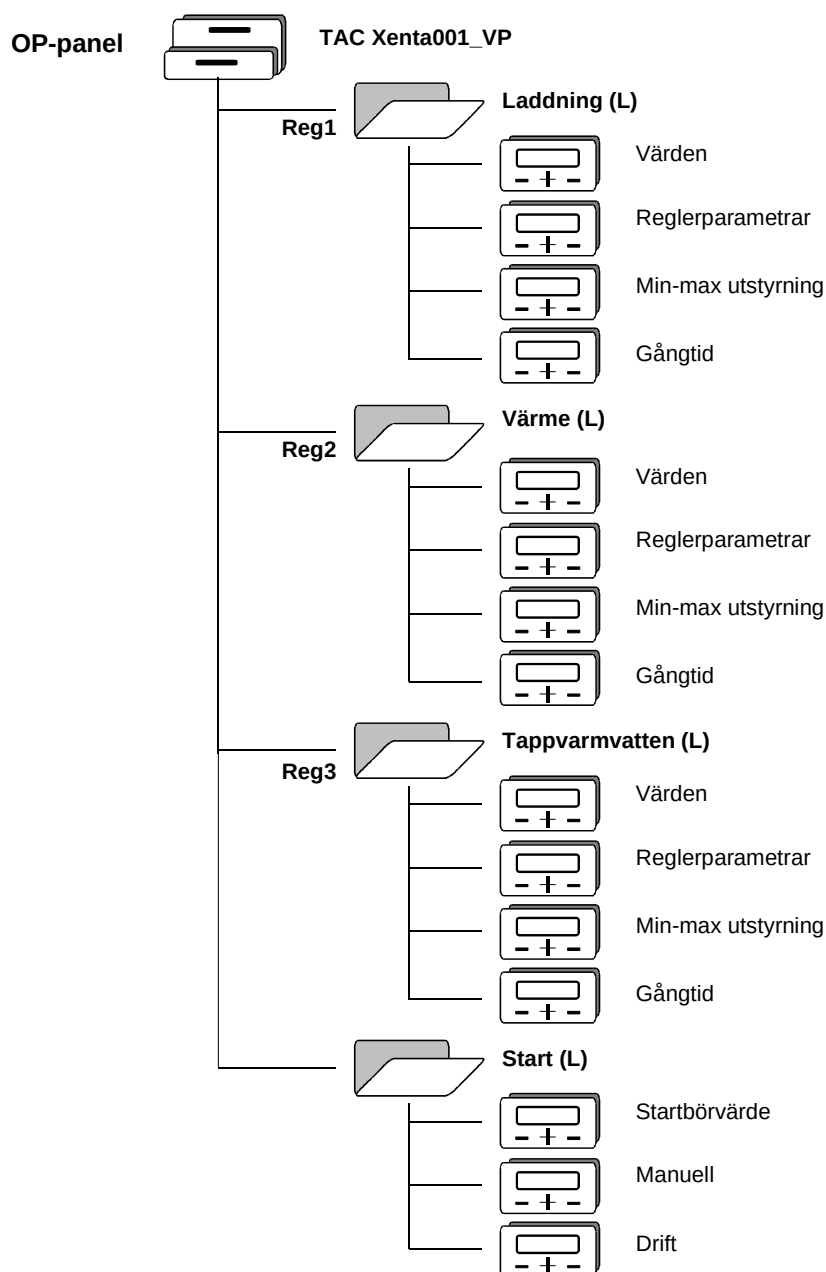
- Pump *Pvb1*: Wilo RS25/4-3p, läge II, 46 W
- Regulator *Reg0*: IVT Greenline CL300
- PD-regulator *Reg3*: TAC Xenta 302
(in: flödesvakt M0-X1, *GTvv2* M-B3,
ut: U_{min} – 5 V på M – Y3)
- Styrdon *SD3*: United Automation PAC-2 från Elfa
(dimmer/triac, in: 0–5 V)
- Termostat *GTvv2*: Reglergivare till *Reg3* TAC dykgivare (snabb,
monteras nära växlarens utgående varmvatten).



Figur B7.7 Inkoppling av tappvattenväxlarens cirkulationspump.

B7.2.4 Regulatorutförande och handhavande

Regulatorn är av modell TAC Xenta 302 och liknar en PLC till funktionen. Modulen innehåller fyra regulatorer som kan programmeras till olika funktioner var för sig. Inställningen av regulatorfunktionen sker via en operatörspanel (OP-panel, se Figur B7.8). Modulen har fyra ärvärdesingångar, fyra logiska ingångar och fyra utgångar. Utgångarna ger en analog utsignal som kan ställas till ett valfritt intervall $U_{min} - U_{max}$ inom området 0-10 V DC.



Figur B7.8 Inställning av regulatorfunktion via OP-panel.

Via OP-panelen kan man nå fyra undermenyer, varav tre utnyttjas för den aktuella applikationen. De tre undermenyerna hanterar laddning, värme och varmvatten.

B7.2.4.1 Undermeny laddning

VÄRDEN	Börvärde	XX:X	°C (45-55 °C)
	Ärvärde	XX.X	°C
	Styrsignal	XX	%
REGLERPARAMETRAR	P-band	XX	°C
	D-tid	X	sekunder
	Dödzon	X.X	°C
MIN-MAX STYRSIGNAL	Min styrsignal	XXX	% (t.ex. 15 %)
	Max styrsignal	XXX	% (t.ex. 100 %)
GÅNGTID	Styrdonets gångtid	XX	sekunder

B7.2.4.2 Undermeny värme

VÄRDEN	Börvärde	XX:X	°C (15-25 °C)
	Ärvärde	XX.X	°C
	Styrsignal	XX	%
REGLERPARAMETRAR	P-band	XX	°C
	I-tid	XX	minuter
	Dödzon	X.X	°C
MIN-MAX STYRSIGNAL	Min styrsignal	XXX	% (t.ex. 15 %)
	Max styrsignal	XXX	% (t.ex. 100 %)
GÅNGTID	Styrdonets gångtid	XX	sekunder

B7.2.4.3 Undermeny varmvatten

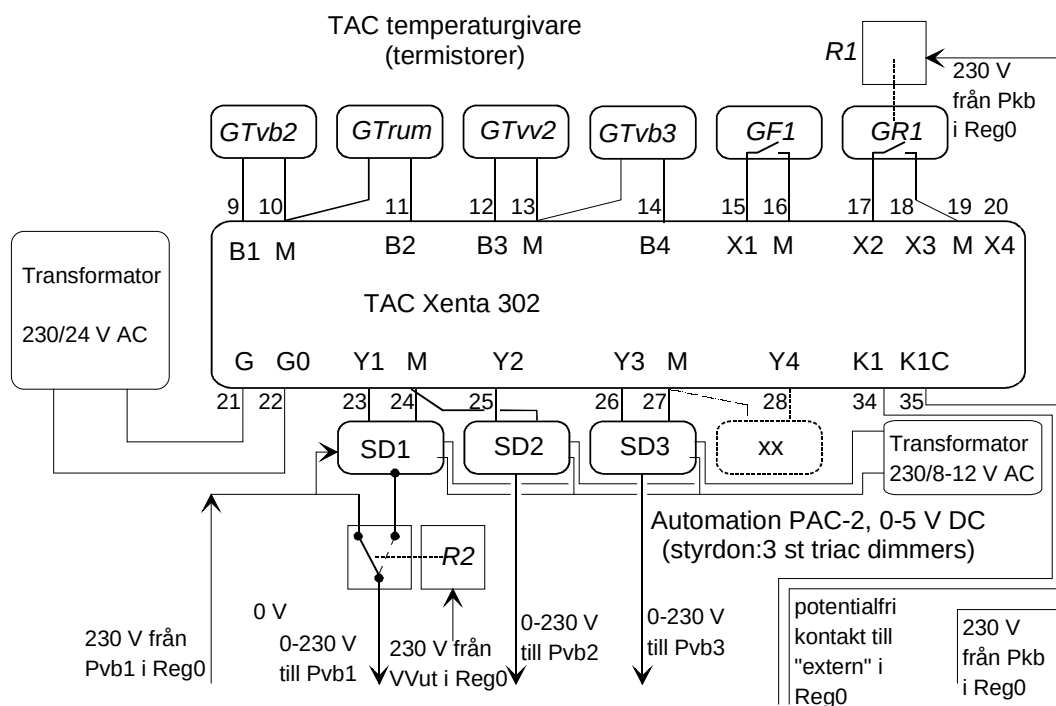
VÄRDEN	GF1	X (1 = till, 0 = från)	
	Börvärde	XX:X	°C (45-55 °C)
	Ärvärde	XX.X	°C
	Styrsignal	XX	%
REGLERPARAMETRAR	P-band	XX	°C
	D-tid	X	sekunder
	Dödzon	X.X	°C
MIN-MAX STYRSIGNAL	Min styrsignal	XXX	% (t.ex. 15 %)
	Max styrsignal	XXX	% (t.ex. 100 %)

B7.2.4 Undermeny startvillkor för värmepump

STARTVÄRDEN	GTvb3	
	Börvärde	XX:X °C
	Ärvärde	XX.X °C
MANUELL	Driftläge X	
	Manuell drift	X = 1
	Automatisk drift	X = 0
DRIFT	Manöver VP	X
	Driftindikering VP	X

B7.2.5 Kopplingsschema

TAC Xenta 302 matas via en 230/24 V AC transformator. Reglergivarna kopplas in på ingångarna B1 – B3 enligt Figur B7.9 medan utgångarna Y1 – Y3 ansluts till pumparnas triacstyrningar. Flödesvakten GF1 ansluts till den logiska ingången X1.



Figur B7.9 Inkoppling av TAC Xenta 302.

B7.3 Referenser

1. 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, Sweden.
2. Fahlén, P, 2005. Kombitank för värme och varmvatten – Resultat från mätningar på en värmepumpsinstallation. eff-Sys H23, 63 sidor. (Statens Energimyndighet.) Eskilstuna, Sweden.

B8 Resultat från långtidsmätning

Denna bilaga redovisar resultat från långtidsmätningar i fallstudie 1 (småhus i Borås). Resultaten omfattar total el, el till värmeanläggningen samt vattenförbrukningen.

B8.1 Mätprogram

Syfte 1: Studier av temperaturnivåer och energianvändning för värme, varmvatten och total elanvändning.

Syfte 2: Studier av dynamiska förlopp i värme- och varmvattensystemen i samband med start och stopp av värmepumpen samt tappning av varmvatten.

Tidsperiod 1: Ca. 1 år.

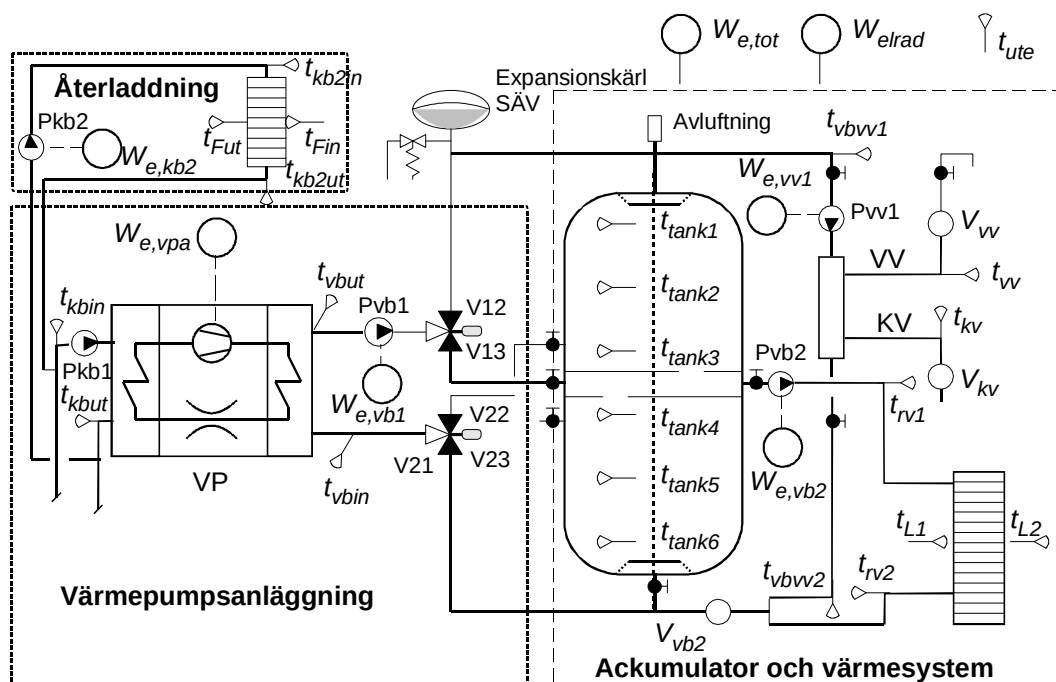
Tidsperiod 2: Ca. 1 vecka under en dellastperiod (höst) och ca. 1 vecka under en fullastperiod (vinter)

Mätintervall 1: Avläsning av veckomedelvärden för långtidsmätning. Mätintervallet i loggern vid bildandet av medelvärden är 1 min.

Mätintervall 2: Avläsning med 1min intervall vid korttidsmätningar för studier av systemets dynamik. Detta intervall är baserat på en uppskattad stigtid av ca. 30 s för de snabbaste temperaturgivarna i dykrörsmontage. Tidsupplösningen 1 min ger ett antal mätningar per kanal av 60 per h, 1 440 per dygn och 10 080 per vecka.

Mätutrustning 1: SP AE50.

Mätutrustning 2: Intab 3100.



Figur B8.1 Skiss över programmets mätpunkter.

B8.1.1 Huset totalt

Mätningar för att studera:

- Husets totala behov av el, värme och vatten
- Husets medeltemperatur inomhus,
- Husets medeltemperatur utomhus

Val av givare: För att göra mätningen enkel och billig och för att kunna jämföra med tidigare förbrukning används husets debiteringsmätare för el och kallvatten. Inomhus- och utomhustemperatur registreras med befintlig loggerutrustning och Pt100 givare.

Tabell B8.1 *Huset totalt*: Sammanställning över mätstorheter. L = långtidsmätning (veckomedelvärden, $\Delta\tau_{\text{mät}} = 1$ min) och K = korttidsmätning (momentanvärden, $\Delta\tau_{\text{mät}} = 1$ min eller 5 min).

Huset totalt Storhet	Beteck- ning	Mätosäkerhet [±]		Upplösning	
<i>Temperatur [°C]</i>	<i>t</i>	L	K	L	K
Rum (frånluft in) Pt100	$t_{\text{rum}} = t_{\text{Fin}}$	0,5 K	--	0,1 K	--
Ute (strålningsskyddad givare i carporten) Pt100	t_{ute}	0,5 K	--	0,1 K	--
<i>Volym [m³]</i>	<i>V</i>	L	K	L	K
Kallvatten (debiteringsmätaren) Vinghjuls-mätare	V_{kv}	5 %	--	0,1 dm ³	--
Elenergi [kWh]	W_e	L	K	L	K
Total el (debiteringsmätaren) Ferrarismätare	$W_{e,\text{tot}}$	2 %	--	0,1 kWh	--

Den lokalt registrerade utetemperaturen mäts med strålningsskyddad termometer som hänger fritt i kanten på ett carportstak. Trots detta påverkas den av en högre temperatur i närheten av huset (i extrema fall kan den strålningsskyddade temperaturen skilja 4 K mellan luften 1 m från huset och luften ute på gatan 10 m därifrån). Detta medför att kontinuerligt mätta, lokala temperaturen normalt sett är högre än den officiellt mätta temperaturen för Borås (SMHI och den lokala miljö- och hälsoskyddsförvaltningen). Det finns också åtminstone tre olika normalårs-medeltemperaturer för Borås (jag har hittat värdena 5,8 °C, 6,1 °C och 6,3 °C).

Intensivmätningar av både varmvatten och kallvatten visar att en normal månad går ca. 60 % av kallvattnet till att göra varmvatten. Andelen är i princip aldrig under 50 % och veckorna runt jul låg den på 80-90 %.

B8.1.2 Rumsvärmare

Mätningar för att studera:

- Cyklisk temperaturvariation (jämförelse med resultat utan tank),
- Stigtid och dödtid,
- Distributionseffektivitet,
- Pump- och fläktarbete.

Val av givare: Inomhus- och utomhustemperatur registreras med Intab fältlogger och Pt100 givare. Kommentar: Mätningarna gjordes manuellt via momentanavläsning av den befintliga loggern innan Intabloggern installerades.

Tabell B8.2 *Värme*: Sammanställning över mätstorheter. L = långtidsmätning (veckomedelvärden, $\Delta\tau_{\text{mät}} = 1 \text{ min}$) och K = korttidsmätning (momentanvärden, $\Delta\tau_{\text{mät}} = 1 \text{ min}$ eller 5 min).

Värme Storhet	Beteckning	Mätosäkerhet [±]		Upplösning	
Temperatur [°C]	t	L	K	L	K
Värmebärare till rumsvärmare, Pt100.	t_{rv1}	0,2 K	0,2 K	0,1 K	0,1 K
Värmebärare från rumsvärmare, Pt100.	t_{rv2}	--	0,2 K	--	0,1 K
Lufttemperatur in till konvektor, Pt100.	t_{L1}	0,5 K	0,5 K	0,1 K	0,1 K
Lufttemperatur ut från konvektor, Pt100.	t_{L2}	0,5 K	0,5 K	0,1 K	0,1 K
Elenergi [kWh]	W_e	L	K	L	K
El till värmedistributionspump, Ferrarismätare.	$W_{e,vb2}$	2 %	--	0,1 kWh	

B8.1.3 Varmvatten

Mätningar för att studera:

- Temperaturhållning,
- Stigtid och dödtid,
- Förbrukningsmönster (mängd, flöde, frekvens)

Tabell B8.3 Varmvatten: Sammanställning över mätstorheter. L = långtidsmätning (veckomedelvärden, $\Delta\tau_{\text{mät}} = 1 \text{ min}$) och K = korttidsmätning (momentanvärden, $\Delta\tau_{\text{mät}} = 1 \text{ min}$ eller 5 min).

Varmvatten Storhet	Beteckning	Mätosäkerhet [$\pm$]		Upplösning	
Temperatur [$^{\circ}\text{C}$]	t	L	K	L	K
Kallvatten (tappvatten in), Pt100.	t_{kv}	0,5 K	0,5 K	0,1 K	0,1 K
Varmvatten (tappvatten ut), Pt100.	t_{vv}	0,5 K	0,5 K	0,1 K	0,1 K
Volym [m^3], flöde [m^3/h]	V	L	K	L	K
Volym, kallvatten (debiteringsmätaren), vinghjulsmätare.	V_{kv}	5 %	--	0,0001 m^3	--
Volym, flöde, varmvatten (tappvattensidan), induktiv flödesmätare.	$V_{vv}, \dot{V}_{vv}$	2 %	2 %	2,5 dm^3	2,5 dm^3
Volym, flöde, varmvatten (värmebärarsidan av VVX_{vv}), ej mätt av ”kostnads/nytt” skäl.	$V_{vb3}, \dot{V}_{vb3}$	2 %	2 %	2,5 dm^3	2,5 dm^3
Värme [kWh]	Q	L	K	L	K
Varmvattenenergi	Q_{vv}	--	5 %	--	0,1 kWh
Elenergi [kWh]	W_e	L	K	L	K
Tappningspump för vv	$W_{e,vb3}$	--	2 %	--	0,1 kWh
Laddningspump för tank	$W_{e,vb1}$	--	2 %	--	0,1 kWh

B8.1.4 Bufferttank

Mätningar för att studera:

- Skiktning (temperaturgivare på olika nivåer),
- Kapacitet (värmemängd, se B8.1.3),
- Temperaturnivå (temperatur på utgående värmebärare från tanken och utgående tappvatten från värmeväxlaren, se B8.1.2 och B8.1.3),

Tabell B8.4 *Bufferttank*: Sammanställning över mätstorheter. L = långtidsmätning (veckomedelvärden, $\Delta\tau_{\text{mät}} = 1 \text{ min}$) och K = korttidsmätning (momentanvärden, $\Delta\tau_{\text{mät}} = 1 \text{ min}$ eller 5 min).

Bufferttank Storhet	Beteck- ning	Mätosäkerhet [$\pm$]		Upplösning	
Temperatur [$^{\circ}\text{C}$]	t	L	K	L	K
Skiktningsgivare 1, Pt100.	t_{tank1}	0,5 K	0,5 K	0,1 K	0,1 K
Skiktningsgivare 2, Pt100.	t_{tank2}	--	0,5 K	--	0,1 K
Skiktningsgivare 3, Pt100.	t_{tank3}	--	0,5 K	--	0,1 K
Skiktningsgivare 4, Pt100.	t_{tank4}	0,5 K	0,5 K	0,1 K	0,1 K
Skiktningsgivare 5, Pt100.	t_{tank5}	--	0,5 K	--	0,1 K
Skiktningsgivare 6, Pt100.	t_{tank6}	--	0,5 K	--	0,1 K

B8.1.5 Värmepump

Mätningar för att studera:

- Värmefaktor och energibesparing,
- Drifttid och startfrekvens för värmepumpen,
- Effekt av effektivare pumpar och sänkt temperaturnivå.

Kommentar: Dessa mätningar har delvis rapporterats tidigare^[1, 2].

Tabell B8.5 Värmepump: Sammanställning över mätstorheter. L = långtidsmätning (veckomedelvärden, $\Delta\tau_{\text{mät}} = 60$ s) och K = korttidsmätning ($\Delta\tau_{\text{mät}} = 30$ s).

Borrhålsåterladdning Storhet	Beteck- ning	Mätosäkerhet [±]		Upplösning	
Temperatur [°C]	<i>t</i>	L	K	L	K
Värmebärare ut från värmepumpen, Pt100.	t_{vbut}	0,2 K	0,2 K	0,1 K	0,1 K
Värmebärare in till värmepumpen, Pt100.	t_{vbin}	0,2 K	0,2 K	0,1 K	0,1 K
Köldbärare ut från värmepumpen, Pt100.	t_{kbut}	0,2 K	0,2 K	0,1 K	0,1 K
Köldbärare in till värmepumpen, Pt100.	t_{kbin}	0,2 K	0,2 K	0,1 K	0,1 K
Volym [m³], flöde [m³/h]	<i>V</i>	L	K	L	K
Flöde, värmebärare, induktiv flödesmätare.	$\dot{V}_{vb}$	2 %	--	2,5 dm ³	--
Elenergi [kWh]	<i>W_e</i>	L	K	L	K
Total till värmepumpen, Ferrarismätare.	$W_{e,vpa}$	2 %	--	0,01 kWh	--
Antal [st]	<i>N</i>	L	K	L	K
Antal värmepumpsstarter.	N_{vp}	1	--	1	--
Tid [h, min, s]	<i>τ</i>	L	K	L	K
Drifttid för värmepumpen.	τ_{vp}	0,02 h	--	0,01 h	--
Frekvens [h⁻¹, min⁻¹, s⁻¹]	<i>f</i>	L	K	L	K
Startfrekvens för värmepumpen, veckomedelvärden.	f_{vp}	0,02 h ⁻¹	--	0,01 h ⁻¹	--

B8.1.6 Borrhålsåterladdning

Mätningar för att studera:

- Frånluftens avkylning (återvunnen värme),
- Drifttid för återladdningspumpen (elanvändning),
- Effekt av effektivare pump.

Tabell B8.6 *Borrhålsåterladdning*: Sammanställning över mätstorheter. L = långtidsmätning (veckomedelvärden, $\Delta\tau_{\text{mät}} = 1$ min) och K = korttidsmätning (momentanvärden, $\Delta\tau_{\text{mät}} = 1$ min eller 5 min).

Borrhålsåterladdning Storhet	Beteck- ning	Mätosäkerhet [$\pm$]		Upplösning	
Temperatur [$^{\circ}\text{C}$]	t	L	K	L	K
Frånluftstemperatur in till återladdningsbatteriet, Pt100.	t_{Fin}	0,5 K	--	0,1 K	--
Frånluftstemperatur ut från återladdningsbatteriet, Pt100.	t_{Fut}	0,5 K	--	0,1 K	--
Köldbärartemperatur in till återladdningsbatteriet, Pt100.	t_{kb2in}	0,2 K	--	0,1 K	--
Köldbärartemperatur ut från återladdningsbatteriet, Pt100.	t_{kb2ut}	0,2 K	--	0,1 K	--
Antal [st]	N	L	K	L	K
Antal starter för laddning	N_{ladd}	1	--	1	--
Tid [h, min, s]	τ	L	K	L	K
Drifttid för laddningspump	τ_{ladd}	0,02 h	--	0,01 h	--
frekvens [h^{-1} , min^{-1} , s^{-1}]	f	L	K	L	K
Startfrekvens för laddning	f_{ladd}	0,02 h^{-1}	--	0,02 h^{-1}	--
Elenergi [kWh]	W_e	L	K	L	K
Återladdningspump	$W_{e,kb2}$				

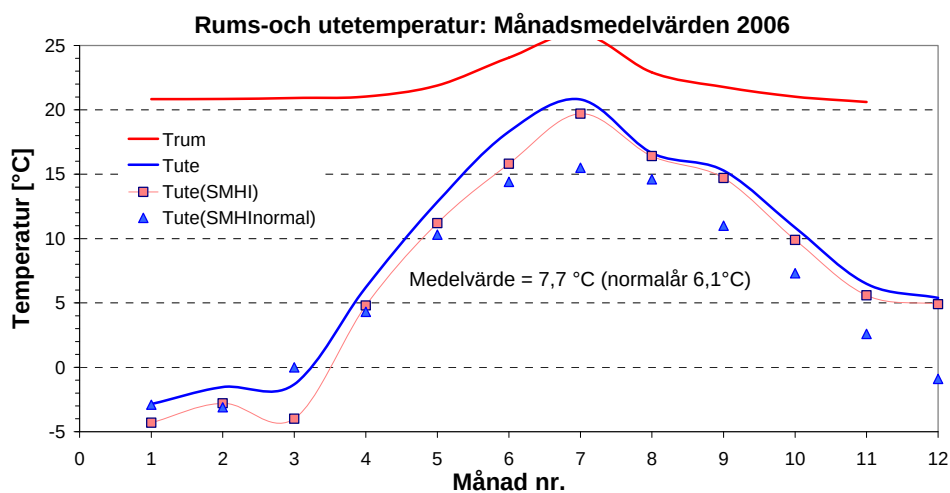
B8.2 Borås: Resultat 2006

Förbrukningsresultaten för år 2006 redovisas i tabell B8.7 samt diagrammen B8.2, B8.3 och B8.4.

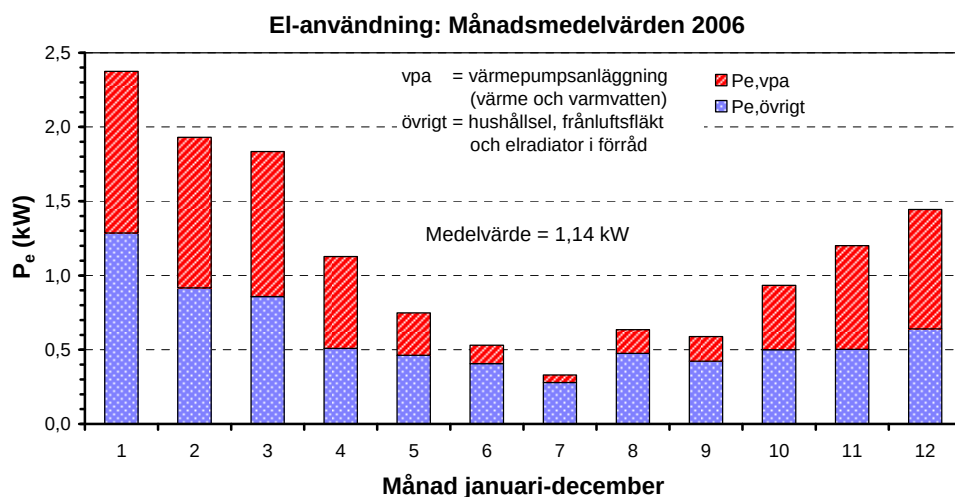
Tabell B8.7 Månadsvisa resultat för total el, el till värmepump, total vattenförbrukning, temperatur ute och inne samt kostnader för el och vatten.

[illegible]

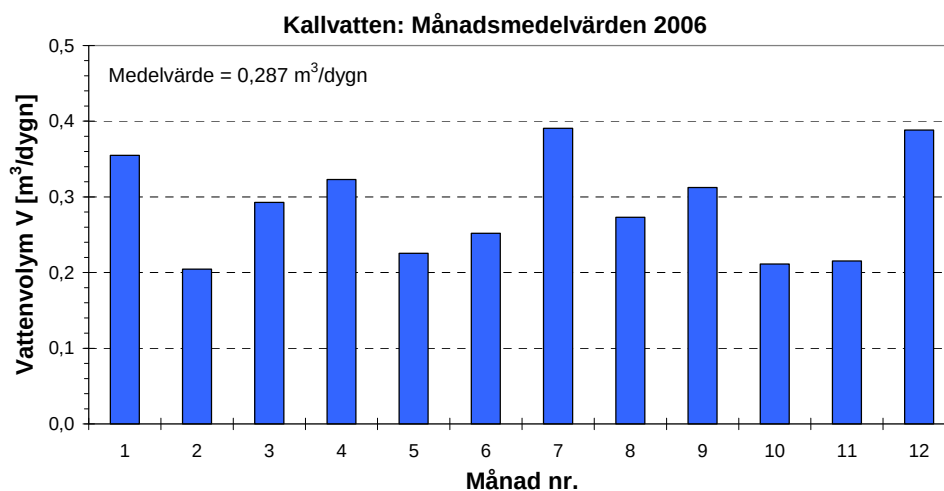
Figur B8.2 visar att inomhustemperaturen under uppvärmningssäsongen stadigt legat på 21,0 °C. Värdet för december saknas på grund av ett kontaktfel. Registrerad officiell temperatur ligger hela tiden något under den uppmätta.



Figur B8.2 Månadsvisa medelvärden för rums- och utetemperaturer.



Figur B8.3 Månadsvisa medelvärden för total el-effekt och el-effekt till värmepumpsanläggningen. Mellanskillnaden, kallad övrigt, är i huvudsak hushållsel men innefattar även el till frånluftsfläkten (ca. 0,06 kW).



Figur B8.4 Månadsvisa medelvärden för kallvatten. Intensivmätningar av både kall- och varmvatten indikerar att ca. 60 % går till varmvatten.

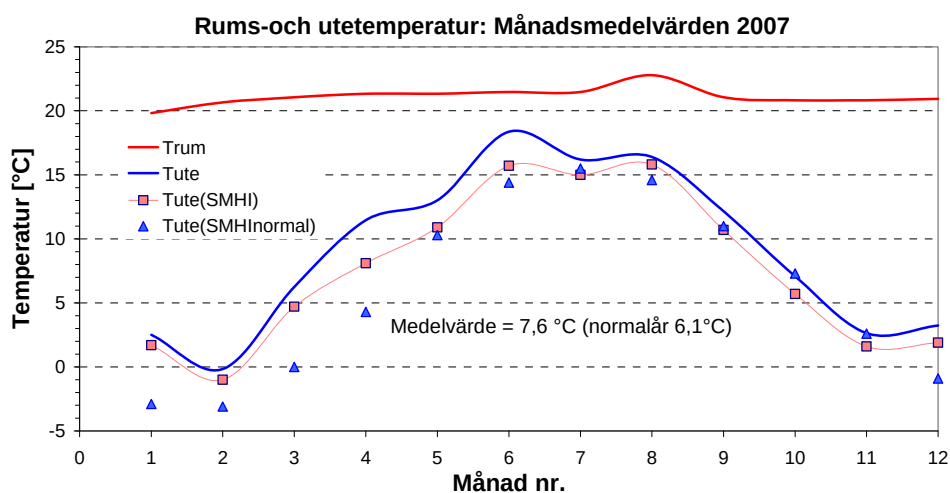
B8.3 Borås: Resultat 2007

Förbrukningsresultaten för år 2007 redovisas i tabell B8.8 samt diagrammen B8.5, B8.6 och B8.7.

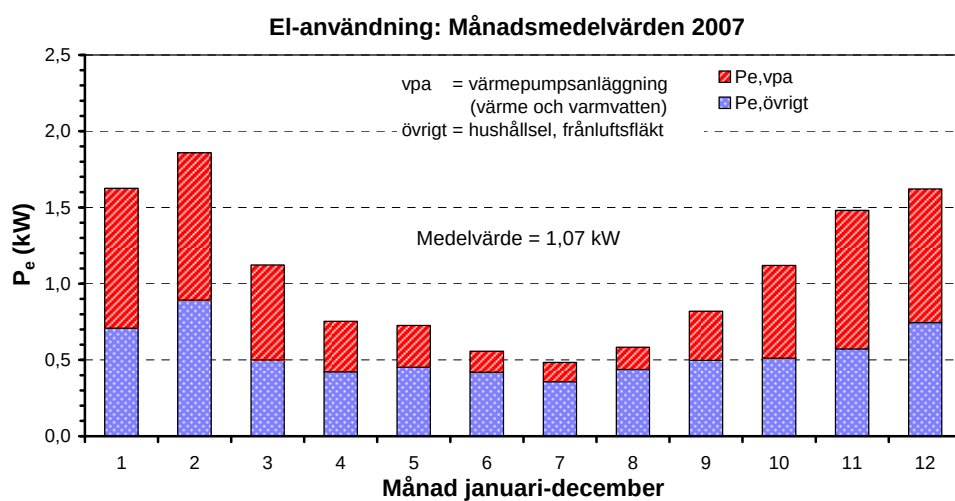
Tabell B8.8 Månadsvisa resultat för total el, el till värmepump, total vattenförbrukning, temperatur ute och inne samt kostnader för el och vatten.

ENERGI- OCH VATTENFÖRBRUKNING, VISTHUSBODEN 5.													
År:	2007												
Avläsning	Månad	Drifttid	El-total	El-värmepump	El-övrigt	Vatten	T _{rum}	T _{ute}	T _{uteg(SMHI)}	T _{uteg(SMHI)}			
[År-månad-dag]	[år-mr]	[dygn]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[m ³]	[m ³ /dygn]	[°C]	[°C]	[°C]			
07-01-01		0,00											
07-02-07	07-01	37,36	1457,0	821,7	635,3	9,2	0,246	19,8	2,5	1,7	-2,9		
07-03-04	07-02	24,40	1087,9	565,3	522,6	5,7	0,235	20,6	-0,2	-1,0	-3,1		
07-04-08	07-03	35,30	951,8	528,2	423,5	9,6	0,271	21,1	6,3	4,7	0,0		
07-05-07	07-04	29,03	525,0	230,7	294,3	5,4	0,188	21,3	11,5	8,1	4,3		
07-07-05	07-05	26,88	468,5	177,1	291,4	7,4	0,274	21,3	13,0	10,9	10,3		
07-07-01	07-06	27,67	369,5	90,9	278,6	9,3	0,337	21,5	18,4	15,7	14,4		
07-07-29	07-07	28,43	329,9	0,48	244,4	5,7	0,200	21,5	16,2	15,0	15,5		
07-09-02	07-08	34,85	487,6	0,58	366,0	8,4	0,241	22,8	16,4	15,8	14,6		
07-09-30	07-09	27,81	547,2	0,82	332,1	6,7	0,241	21,1	12,2	10,7	11,0		
07-11-05	07-10	36,43	978,7	1,12	447,4	7,0	0,191	20,8	7,1	5,7	7,3		
07-12-02	07-11	26,55	943,7	1,48	363,8	5,8	0,220	20,8	2,6	1,6	2,6		
07-12-31	07-12	29,15	1133,9	1,62	521,4	10,2	0,351	20,9	3,2	1,9	-0,9		
Summa år		363,86	9281	1,06	4721	90	0,250						
Helår		365,00	9310	1,07	4736	91	0,250	21,1	9,1	7,6	6,1		
Fast kostnad			2647 kr/år			1 465 kr/år		Uppvärmningssäsong					
Rörlig kostnad			7592 kr/år	3730 kr/år	3862 kr/år	1 563 kr/år		januari-maj; september-december					
Moms (25%) ingår			2048 kr/år	746 kr/år	772 kr/år	606 kr/år		6,5	4,9	3,2			
Kostnadsslag		El	Inkl. moms			Vatten	Inkl. moms	Gradtimmor					
Fast avgift		240,00	300,00 kr/år			1172	1465,00 kr/år						
Säkringsavgift		1877,60	2347,00 kr/år										
Rörlig avgift		0,3270	0,4088 kr/kWh			13,78	17,23 kr/m ³						
Nätavgift		0,0424	0,0530 kr/kWh										
Energiskatt		0,2540	0,3175 kr/kWh										
Elcertifikat		0,0290	0,0363 kr/kWh										
Total rörlig avgift		0,65	0,82 kr/kWh										
Total avgift		0,88	1,10 kr/kWh										

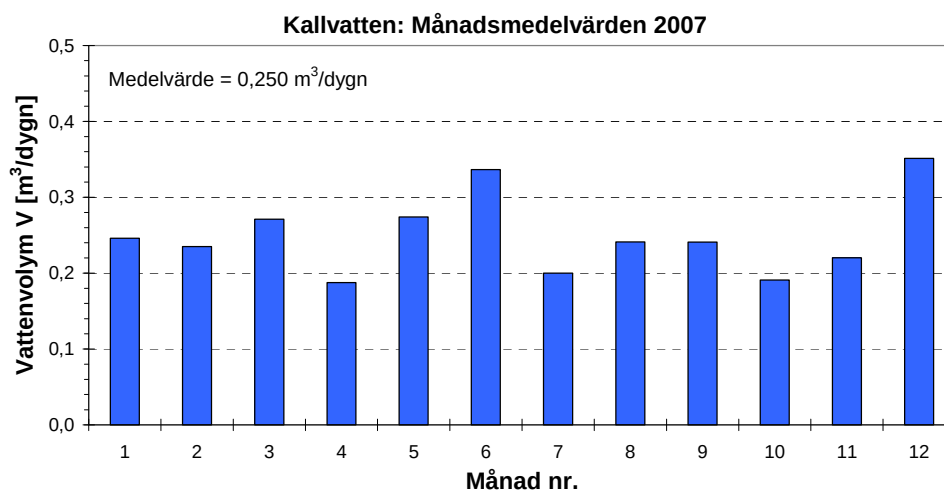
Figur B8.5 visar att inomhustemperaturen under uppvärmningssäsongen stadigt legat på 21,0 °C. Värdet för december saknas på grund av ett kontaktfel. Registrerad officiell temperatur ligger hela tiden något under den uppmätta.



Figur B8.5 Månadsvisa medelvärden för rums- och utetemperaturer.



Figur B8.6 Månadsvisa medelvärden för total el-effekt och el-effekt till värmepumpsanläggningen. Mellanskillnaden, kallad övrigt, är i huvudsak hushållsel men innefattar även el till frånluftsfläkten (ca. 0,06 kW).



Figur B8.7 Månadsvisa medelvärden för kallvatten. Intensivmätningar av både kall- och varmvatten indikerar att ca. 60 % går till varmvatten.

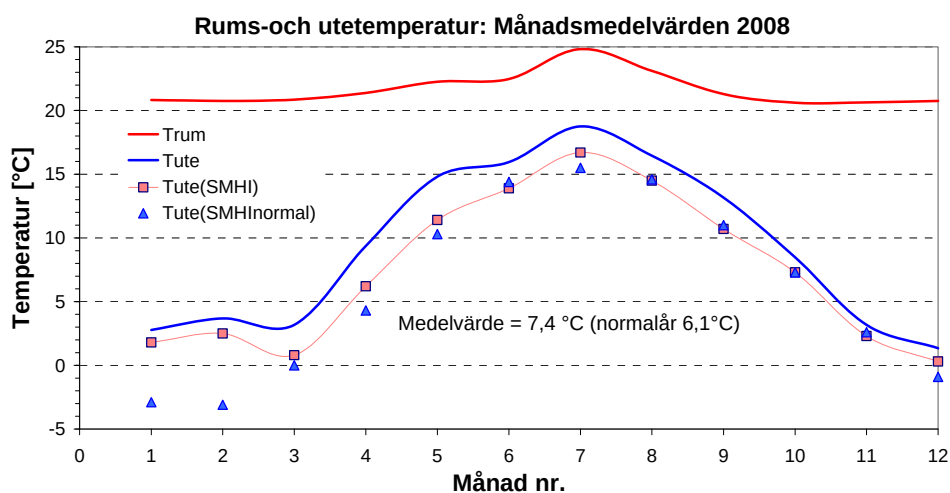
B8.4 Borås: Resultat 2008

Förbrukningsresultaten för år 2006 redovisas i tabell B8.9 samt diagrammen B8.8, B8.9 och B8.10.

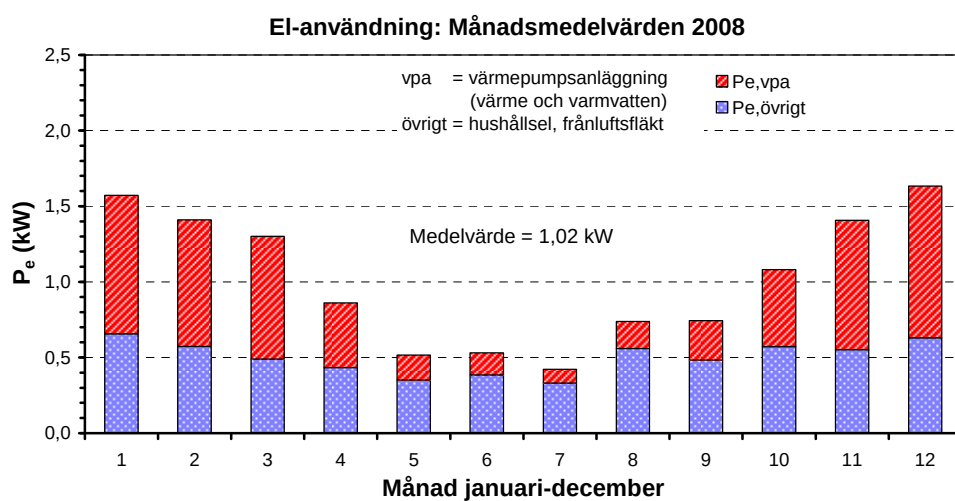
Tabell B8.9 Månadsvisa resultat för total el, el till värmepump, total vattenförbrukning, temperatur ute och inne samt kostnader för el och vatten.

ENERGI- OCH VATTENFÖRBRUKNING, VISTHUSBODEN 5.												
ÅR:	2008											
Årläslng	Månad	Drifttd	El-total	El-värnepump	El-övrigt	Vatten	T _{um}	T _{ute}	T _{ute} (SMH)	T _{ute} (SMH)		
År-månad-dag	[år-nr]	[dygn]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[m³]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	Norm [°C]	
07-12-31		0,00										
08-02-02	08-01	33,95	1281,0	1,57	745,4	0,91	535,6	0,66	8,6	0,252	20,8	2,8
08-03-02	08-02	27,98	947,2	1,41	562,7	0,84	384,5	0,57	6,3	0,225	20,7	3,7
08-04-06	08-03	35,16	1097,5	1,30	684,2	0,81	413,3	0,49	6,9	0,195	20,9	3,2
08-05-04	08-04	27,85	575,1	0,86	285,2	0,43	289,9	0,43	8,3	0,296	21,4	9,4
08-06-01	08-05	28,18	349,0	0,52	111,7	0,17	237,3	0,35	7,1	0,254	22,3	14,8
08-06-29	08-06	27,75	353,0	0,53	96,3	0,14	256,7	0,39	6,9	0,250	22,5	15,9
08-08-05	08-07	36,85	737,0	0,42	80,0	0,09	293,0	0,33	5,6	0,153	24,8	18,8
08-08-31	08-08	19,42	344,0	0,74	83,6	0,18	260,4	0,56	8,7	0,450	23,1	16,4
08-09-28	08-09	34,98	624,0	0,74	218,1	0,26	405,9	0,48	9,2	0,264	21,3	13,2
08-11-01	08-10	33,53	870,0	1,08	410,1	0,51	459,9	0,57	7,8	0,234	20,6	8,5
08-12-14	08-11	43,60	1472,0	1,41	895,3	0,86	576,7	0,55	9,1	0,209	20,6	3,2
08-12-31	08-12	16,64	652,0	1,63	400,1	1,00	251,9	0,63	4,0	0,240	20,7	1,3
Summa år		365,91	8938	1,02	4573	0,52	4365	0,50	89	0,252		
Helår		365,00	8916	1,02	4561	0,52	4354	0,50	88	0,251	21,6	9,3
Fast kostnad			2866	kr/år					1 750	kr/år	Uppvärmningssäsong	
Rörlg kostnad			8392	kr/år	4293	kr/år	4099	kr/år	1 596	kr/år	januari-maj, september-december	
Moms (25%) ingår			2252	kr/år	859	kr/år	820	kr/år	669	kr/år	6,7	4,8
												3,2
Kostnadsslag	El	Inkl. moms				Vatten	Inkl. moms				Gradtimmar	
Fast avgift	240,00	300,00	kr/år			1400	1750,00	kr/år			2008	Normalår
Säkrngsavgift	2052,80	2566,00	kr/år								106297	109968
Rörlg avgift	0,3980	0,4975	kr/kWh			14,44	18,05	kr/m³			F =	1,03
Nätagift	0,0560	0,0700	kr/kWh									
Energskatt	0,2700	0,3375	kr/kWh									
Elcertifikat	0,0290	0,0363	kr/kWh									
Total rörlg avgift	0,75	0,94	kr/kWh									
Total avgift	1,01	1,26	kr/kWh									

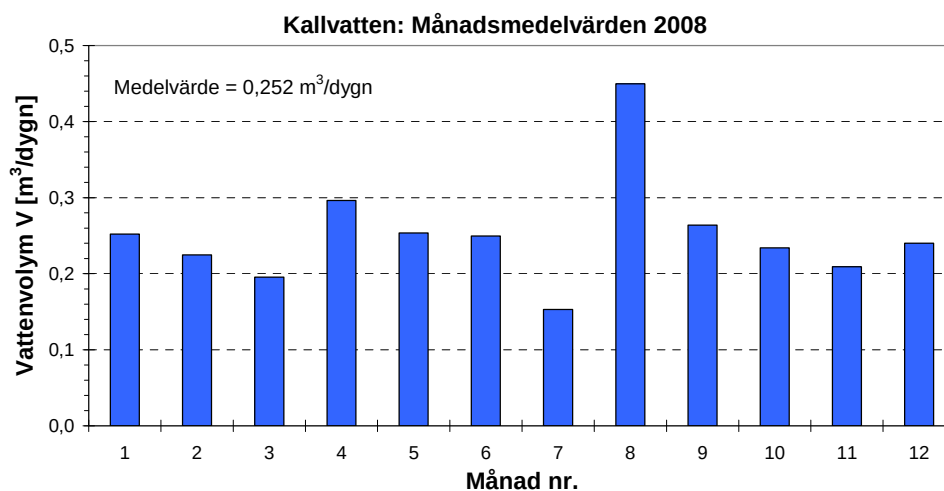
Figur B8.8 visar att inomhustemperaturen under uppvärmningssäsongen stadigt legat på 21,0 °C. Värdet för december saknas på grund av ett kontaktfel. Registrerad officiell temperatur ligger hela tiden något under den uppmätta.



Figur B8.8 Månadsvisa medelvärden för rums- och utetemperaturer.



Figur B8.9 Månadsvisa medelvärden för total el-effekt och el-effekt till värmepumpsanläggningen. Mellanskillnaden, kallad övrigt, är i huvudsak hushållsel men innefattar även el till frånluftsfläkten (ca. 0,06 kW).



Figur B8.10 Månadsvisa medelvärden för kallvatten. Intensivmätningar av både kall- och varmvatten indikerar att ca. 60 % går till varmvatten.

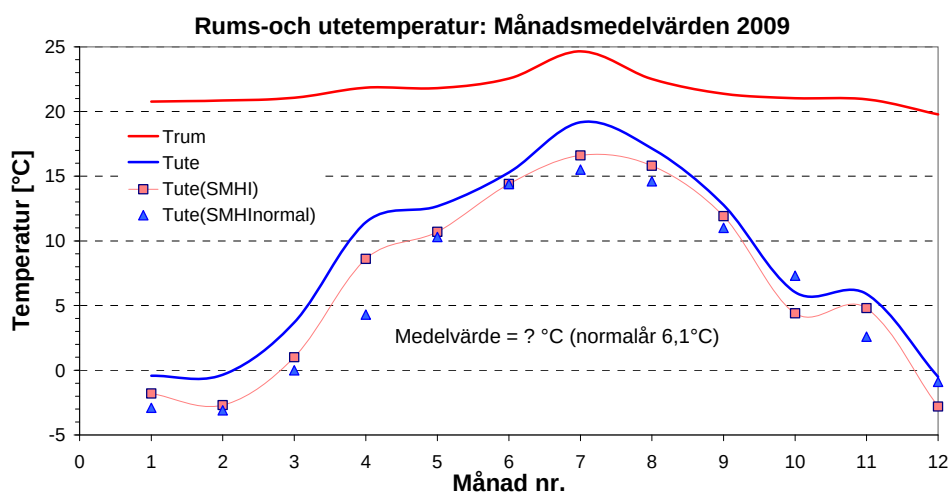
B8.5 Borås: Resultat 2009

Förbrukningsresultaten för år 2006 redovisas i tabell B8.10 samt diagrammen B8.11, B8.12 och B8.13.

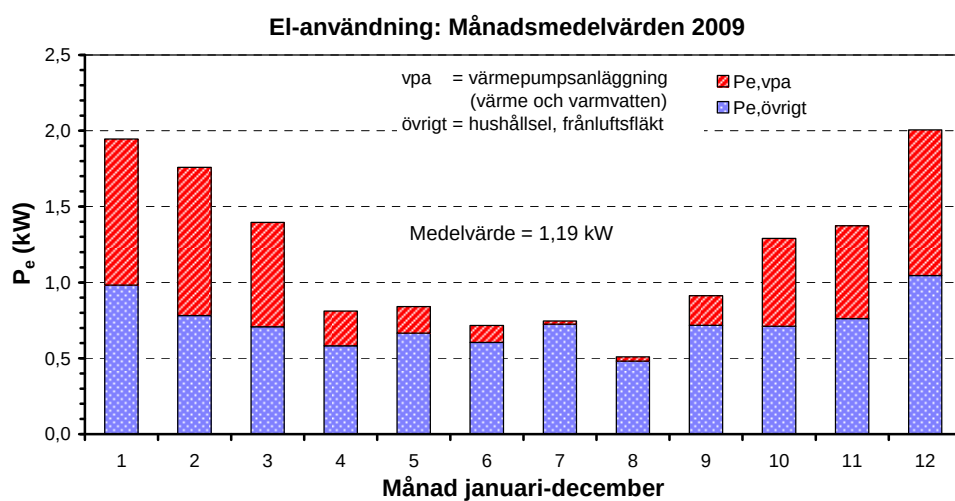
Tabell B8.10 Månadsvisa resultat för total el, el till värmepump, total vattenförbrukning, temperatur ute och inne samt kostnader för el och vatten.

ENERGI- OCH VATTENFÖRBRUKNING, VISTHUSBODEN 5.													
År:	2009												
Avläsning	Månad	Drifttid	El-total	El-värmepump	El-övrigt	Vatten	T _{rum}	T _{ute}	T _{ute(SMH)}	T _{ute(SMH)}	T _{ute(SMH)}		
[År-månad-dag]	[år-mr]	[dygn]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[m ³]	[m ³ /dygn]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	Norm [°C]	
08-12-31		0,00											
09-02-01	09-01	32,33	1509,0	1,95	747,4	0,96	0,252	20,8	-0,4		-1,8	-2,9	
09-03-04	09-02	31,03	1310,0	1,76	727,8	0,98	0,224	20,8	-0,3		-2,7	-3,1	
09-04-05	09-03	31,80	1066,0	1,40	525,3	0,69	0,257	21,1	3,7		1,0	0,0	
09-05-03	09-04	28,21	549,0	0,81	154,7	0,23	0,246	21,8	11,4		8,6	4,3	
09-06-01	09-05	27,80	561,0	0,84	116,4	0,17	0,278	21,8	12,7		10,7	10,3	
09-06-28	09-06	27,63	475,0	0,72	74,7	0,11	0,320	22,6	15,3		14,4	14,4	
09-08-12	09-07	24,51	439,0	0,75	12,8	0,02	0,375	24,6	19,2		16,6	15,5	
09-08-30	09-08	38,83	475,0	0,51	27,3	0,03	0,136	22,5	17,1		15,8	14,6	
09-10-04	09-09	34,99	766,0	0,91	163,7	0,19	0,250	21,4	12,8		11,9	11,0	
09-10-31	09-10	27,06	838,0	1,29	376,2	0,58	0,235	21,0	6,0		4,4	7,3	
09-11-29	09-11	29,01	957,0	1,37	426,7	0,61	0,185	20,9	5,9		4,8	2,6	
10-01-01	09-12	32,66	1572,0	2,01	751,9	0,96	0,400	19,8	-0,5		-2,8	-0,9	
Summa år		365,85	10517	1,19	4105	0,46	0,263	21,6	8,6		6,7	6,1	
Helår		365,00	10492	1,19	4095	0,46	0,263	21,6	8,6		6,7	6,1	
Fast kostnad			2300 kr/år				1 840 kr/år	Uppvärmningssäsong					
Rörlig kostnad			10296 kr/år	4018 kr/år	6277 kr/år	1 792 kr/år	726 kr/år	januari-maj; september-december					
Moms (25%) ingår			2519 kr/år	804 kr/år	1255 kr/år	726 kr/år		5,7	3,8		3,2		
Kostnadsslag	El	Inkl. moms											
Fast avgift	0,00	0,00 kr/år											
Säkringsavgift	1840,00	2300,00 kr/år											
Rörlig avgift	0,3980	0,4975 kr/kWh											
Nätavgift	0,0760	0,0950 kr/kWh											
Energiskatt	0,2820	0,3525 kr/kWh											
Elcertifikat	0,0290	0,0363 kr/kWh											
Total rörlig avgift	0,79	0,98 kr/kWh											
Total avgift	0,96	1,20 kr/kWh											

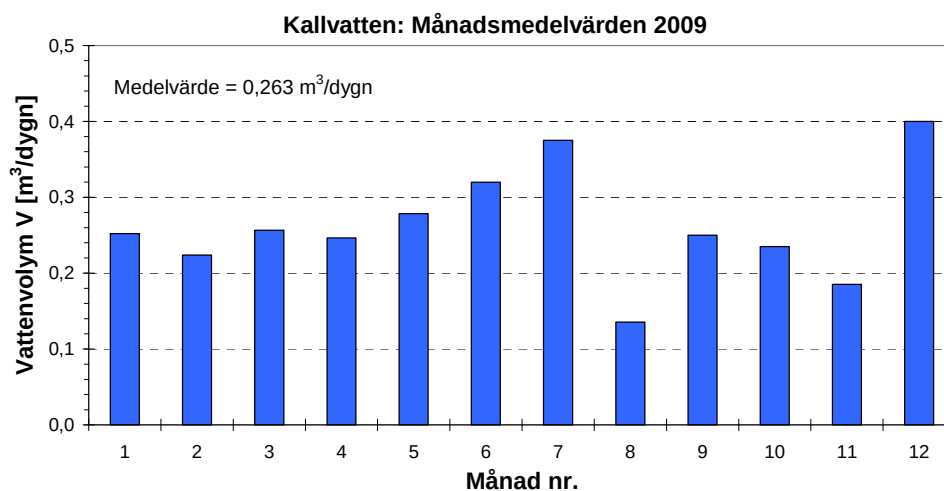
Figur B8.11 visar att inomhustemperaturen under uppvärmningssäsongen stadigt legat på 21,0 °C. Värdet för december saknas på grund av ett kontaktfel. Registrerad officiell temperatur ligger hela tiden något under den uppmätta.



Figur B8.11 Månadsvisa medelvärden för rums- och utetemperaturer.



Figur B8.12 Månadsvisa medelvärden för total el-effekt och el-effekt till värmepumpsanläggningen. Mellanskillnaden, kallad övrigt, är i huvudsak hushållsel men innefattar även el till frånluftsfläkten (ca. 0,06 kW).



Figur B8.13 Månadsvisa medelvärden för kallvatten. Intensivmätningar av både kall- och varmvatten indikerar att ca. 60 % går till varmvatten.

B8.6 Referenser

1. 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, Sweden.
2. Fahlén, P, 2005. Kombitank för värme och varmvatten – Resultat från mätningar på en värmepumpsinstallation. eff-Sys H23, 63 sidor. (Statens Energimyndighet.) Eskilstuna, Sweden.

